This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

Library
of the
University of Wisconsin

Die Pumpen.

Die Pumpen.

Berechnung und Ausführung der für die Förderung von Flüssigkeiten gebräuchlichen Maschinen.

Von

K. Hartmann und **J. O. Knoke.**

Dritte, neu bearbeitete Auflage

von

H. Berg,

Professor an der Technischen Hochschule in Stuttgart.

Mit 704 Textfiguren und 14 Tafeln.

Berlin.

Verlag von Julius Springer.

1906.

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

6505600

100796
NOV 7 1906
S\K
.H25

Vorwort.

Bei der vorliegenden Neubearbeitung des in letzter Auflage von Geh. Regierungsrat K. Hartmann und Ingenieur J. O. Knoke herausgegebenen Buches über Pumpen sah ich mich zu wesentlichen Änderungen, zum Teil durch meine, von der seitherigen Bearbeitung abweichende Ansicht über die zu treffende Auswahl und Behandlung des Stoffes, zum Teil durch den Fortschritt in der Entwicklung des Pumpenbaus veranlaßt.

Im Kapitel über Kolbenpumpen, das fast ganz neu geschrieben und mit neuen Abbildungen versehen ist, habe ich mich bei den theoretischen Erörterungen auf das beschränkt, was für den ausführenden Ingenieur in Frage kommen kann. Hierbei glaubte ich die betreffenden physikalischen Vorgänge möglichst eingehend verfolgen zu sollen, um die Entwicklungen geeignet zu machen, auch über die Erscheinungen, welche bei fehlerhaft gebauten Pumpen zu beobachten sind, den nötigen Aufschluß zu geben. Die Wirkungsweise und Berechnung der Ventile hat im Vergleich zu der letzten Auflage eine sehr eingehende Behandlung erfahren, wobei mir die bis jetzt veröffentlichten Abhandlungen über diesen Gegenstand und meine eigenen Versuche, über welche ich in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure, berichtet habe, als Grundlage dienten.

Bei der Auswahl der Beispiele ausgeführter Kolbenpumpen ging ich davon aus, daß in erster Linie diejenigen Konstruktionen zu behandeln seien, welche sich im Gebrauche bewährt und infolge ihrer Vorzüge Eingang verschafft haben. Eine Besprechung mangelhafter Ausführungen erschien mir nur da angezeigt, wo es galt, verbreitete irrtümliche Ansichten zu beseitigen, denn die Punkte, auf welche man das Augenmerk beim Entwurf einer Pumpe zu richten hat, sind im übrigen so eingehend besprochen und hervorgehoben, daß eine Kritik fehlerhafter Konstruktionen im allgemeinen dem Leser überlassen bleiben konnte.

Das Kapitel über Rotationspumpen ist teilweise umgearbeitet und durch Aufnahme neuer Konstruktionen erweitert worden.

Die große Beliebtheit, deren sich gegenwärtig die Zentrifugal pumpen erfreuen, und die aus diesem Umstand hervorgegangene

große Zahl von Neukonstruktionen dieser Pumpengattung machte eine Neubearbeitung des betreffenden Abschnitts sowohl hinsichtlich der Berechnung als auch der Besprechung der Ausführungen notwendig.

Bei den übrigen Kapiteln, die sich in der Hauptsache mit den zur Flüssigkeitsförderung gebräuchlichen Apparaten befassen, zeigten sich Änderungen kleineren oder größeren Umfangs durch die Berücksichtigung der neueren Veröffentlichungen erforderlich.

Die sechs Tafeln der letzten Auflage wurden durch vierzehn neue Tafeln, auf welchen Wasserhaltungs- und Wasserwerksmaschinen neuester Konstruktion dargestellt sind, ersetzt.

Die vorliegende literarische Bearbeitung eines Sondergebiets des Maschinenbaus habe ich in dem Bestreben ausgeführt, einen Beitrag zu den maschinentechnischen Wissenschaften zum Nutzen der studierenden Jugend und der deutschen Industrie zu leisten. Die Durchführung dieser Aufgabe war nur unter Beihilfe der Industrie möglich. Es gebührt daher mein aufrichtigster Dank den Leitern namhafter Fabriken, welche frei von Konkurrenzfurcht und in der Überzeugung, daß durch eine Förderung der Wissenschaft die Industrie selbst gefördert wird, durch Überlassung wertvoller Zeichnungen zur Vervollkommnung des Buches beigetragen haben.

Bei der Durchführung der umfangreichen Arbeit haben mich meine Assistenten Regierungsbauführer R. Braumiller von Stuttgart und Ingenieur E. Mauz von Kornthal in dankenswerter Weise unterstützt; ersterer hat sich insbesondere bei der Bearbeitung des Abschnittes über Zentrifugalpumpen, letzterer durch die Ausführung der graphischen Arbeiten und Berechnungen verdient gemacht.

Daß die Verlagshandlung in der von ihr gewohnten Weise für eine vorzügliche Ausstattung des Buches besorgt gewesen ist, zeigt ein Blick auf die neuen Textfiguren und Tafeln.

Indem ich meine Arbeit der Öffentlichkeit übergebe, richte ich an den Leserkreis die Bitte, über Mängel und wünschenswerte Änderungen mir Mitteilung zu machen; bei einer Neuauflage sollen die geäußerten Wünsche nach Möglichkeit Berücksichtigung finden.

Stuttgart, im Juli 1906.

H. Berg.

Inhaltsverzeichnis.

Seite

Einleitung 1

Schöpfwerke 3

1. Beschreibung der Schöpfwerke 3
2. Leistung der Schöpfwerke 29

Verdrängerpumpen 36

I. Kolbenpumpen 36

A. Theorie der Kolbenpumpen 36

1. Die Einrichtung und Wirkungsweise einer Kolbenpumpe 36
2. Einteilung der Kolbenpumpen 39
3. Die gebräuchlichsten Bauarten der Kolbenpumpe, ihre Wirkungsweise und Verwendung 40
4. Geförderte Flüssigkeitsmenge. Volumetrischer Wirkungsgrad . . . 49
5. Graphische Darstellung der Pumpenlieferung 51
6. Die Saugwirkung der Kolbenpumpen ohne Windkessel 55
   a) Bestimmung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche während der Saugwirkung 55
   b) Graphische Darstellung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche während der Saugwirkung 61
7. Die Druckwirkung der Kolbenpumpen ohne Windkessel 70
   a) Bestimmung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche während der Druckwirkung 70
   b) Graphische Darstellung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche während der Druckwirkung 72
8. Einfluß der Wassermassen in den Leitungen auf den Gang der Pumpe. Notwendigkeit der Anordnung von Windkesseln 75
   a) Verringerung der Pumpenlieferung und Entstehung von Wasser- und Ventilschlag durch Zurückbleiben der Saugwassersäule . . . 76
   b) Entstehung von Wasserschlag durch Voreilen der Druckwassersäule 78
   c) Entstehung von Wasser- und Ventilschlag durch vorzeitiges Öffnen der Ventile. Mehrförderung 81
9. Die Saug- und die Druckwirkung der Kolbenpumpen mit Windkesseln 87
   a) Wirkungsweise des Saugwindkessels 87
   b) Wirkungsweise des Druckwindkessels 90

Seite
c) Bestimmung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche 91
d) Bedingung, daß das Wasser dem Kolben bei der Saugwirkung folgt 92
e) Graphische Darstellung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche . 92
10. Bestimmung der Größe des Windkessels 96
a) Berechnung des Windkessels mit Rücksicht auf die Druckschwankung 97
α) Schwankung des Wasserspiegels im Windkessel 97
β) Schwankung des Drucks im Windkessel 101
b) Berechnung des Windkessels mit Rücksicht auf das Ingangsetzen der Pumpe 103
11. Größte mögliche Saughöhe 107
12. Kolbenwiderstand, indizierte Pumpenarbeit, Kraft an der Kolbenstange und Antriebsarbeit 111
a) Einfach wirkende Pumpe ohne Windkessel 111
b) Einfach wirkende Pumpe mit Windkesseln 119
c) Pumpen anderer Wirkungsweise 122
13. Wirkungsgrade 125
14. Koeffizienten zur Berechnung der hydraulischen Widerstände . . . 127
15. Wirkungsweise und Berechnung der Ventile 130
Hubventile 131
a) Beziehung zwischen Wassermenge, Ventilbelastung und Ventilhub im allgemeinen 131
α) Die Geschwindigkeit des Wassers im Ventilsitz ist gleichbleibend 131
β) Die Geschwindigkeit des Wassers im Ventilsitz ist veränderlich 136
b) Die Wirkungsweise der Hubventile von Kolbenpumpen mit Kurbelantrieb 138
α) Grundlegende Betrachtungen 138
β) Das Bewegungsgesetz des Ventils 141
γ) Gleichungen zur Berechnung des Ventilspiels 145
δ) Die Berechnung der Ventilhublinie 148
c) Die Entstehung des Ventilschlags bei Kolbenpumpen infolge ungenügender Ventilbelastung 148
d) Bestimmung der Größe des Ventils und der Ventilbelastung für Pumpen mit Kurbelantrieb 153
α) Berechnung von Tellerventilen ohne untere Führung 153
β) Berechnung von Ventilen anderer Konstruktion mit ebener Sitzfläche 158
e) Ventilwiderstand 164
α) Durchgangswiderstand der Hubventile 164
β) Öffnungswiderstand der Hubventile 170
Klappenventile 177
Allgemeines 177
16. Gesichtspunkte für den Entwurf von Kolbenpumpen mit Kurbelantrieb 180
a) Wahl der Umdrehungszahl n 181
b) Bestimmung des Zylindervolumens FS 182
c) Wahl des Verhältnisses F : S bezw. D : S 183
d) Bestimmung der Ventilgröße. Wahl der Ventilbelastung bezw. der Spaltgeschwindigkeit 184
e) Über die Zweckmäßigkeit gesteuerter Ventile 188
f) Tabellen 194

Seite

B. Die konstruktive Ausführung der Kolbenpumpen 210

I. Einzelteile der Kolbenpumpen 210

17. Pumpenkörper 210
18. Windkessel 216
19. Kolben 220
20. Stopfbüchsen 233
21. Ventile 238
a) Allgemeines 238
b) Hubventile 241
c) Klappenventile 263
22. Verschiedene Betriebseinrichtungen 271
a) Vorrichtungen für das Ansaugen der Pumpe 271
b) Vorrichtungen zum Anlassen und Abstellen der Pumpe 274
c) Vorrichtungen zum Regeln der Fördermenge 277
23. Rohrleitungen 283
24. Saugkopf und Fußventil 289

II. Beispiele ausgeführter Kolbenpumpen 292

25. Pumpen mit Handbetrieb 292
26. Pumpen mit Riemenantrieb 302
27. Pumpen mit unmittelbarem Antrieb durch Elektromotoren 324
Unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal 325
Unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb von Haniel und Lueg in Düsseldorf 325
Unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb der „Preußengrube“ Miechowitz von O. Schwade & Co. in Erfurt 327
28. Pumpen mit unmittelbarem Antrieb durch Gasmotoren 336
Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Posen von Weise & Monski in Halle a. S. 336
29. Dampfpumpen 338
A. Schwungrad-Dampfpumpen 338
Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Ludwigsburg in Hoheneck von G. Kuhn in Stuttgart-Berg 344
Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Frankfurt a. O. von G. Kuhn in Stuttgart-Berg 346
Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt München-Gladbach von Gebr. Meer in M.-Gladbach 349
Wasserwerksmaschine mit großer Kolbengeschwindigkeit von A. Borsig in Tegel b. Berlin 352
Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Kaiserslautern von Gebr. Pfeiffer in Kaiserslautern 353
B. Direkt wirkende Dampfpumpen 354
Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Nürnberg in Erlenstegen von E. Earnshaw in Nürnberg 384
30. Wasserdruckpumpen 386

Anhang.

31. Untersuchung von Pumpen mittelst des Indikators 390

Seite

II. Flügelpumpen 395

Die Pumpensysteme 395 — Geförderte Flüssigkeitsmenge 401 — Die Betriebsarbeit 402 — Die Einzelteile 404.

III. Rotationspumpen 405

Verschiedene Pumpensysteme 405 — Geförderte Flüssigkeitsmenge, Lieferungsgrad und Gesamtwirkungsgrad 422 — Ausführung, Betrieb und Verwendung 424.

IV. Schraubenkolbenpumpen 426

Allgemeines und Beispiele 426.

Zentrifugalpumpen 429

Allgemeines 429

A. Berechnung der Zentrifugalpumpen 434
Hauptgleichungen 434
Zusammenhang der einzelnen Konstruktionsgrößen und Angaben für ihre Wahl bei der Berechnung 447

B. Die konstruktive Ausführung der Zentrifugalpumpen . 454
Einzelteile 454
Beispiele von Pumpenkonstruktionen 461
Einstufige Pumpen ohne Leitrad 461
Einstufige Pumpen mit Leitrad 468
Mehrstufige Pumpen 472
Beispiele ausgeführter Anlagen 488

Luftdruck-Hebewerke mit ausschließlicher Benutzung des Drucks der Atmosphäre 501

Vorrichtungen zur Förderung von Flüssigkeiten mittelst Saugwirkung 501
Der Saugheber 502

Luftdruckpumpen 511

Allgemeines 511 — Verschiedene Pumpensysteme 512 — Geförderte Flüssigkeitsmenge und Betriebsarbeit 525.

Gasdruckpumpen 528

Kohlensäurespritzen 528.

Dampfdruckpumpen 531

Saftheber 531 — Verschiedene Pulsometersysteme 533 — Die Einzelteile der Pulsometer 547 — Geförderte Flüssigkeitsmenge 549 — Die Betriebsarbeit und der Wirkungsgrad 550 — Versuche mit Pulsometern 558 — Dampfdruckpumpe mit Membrane 561.

Seite

Wasserstrahlpumpen 563

Allgemeines 563.

Gleichförmig wirkende Wasserstrahlpumpen 564

Berechnung 568.

Stoßweise wirkende Wasserstrahlpumpen 572

Berechnung 579.

Dampfstrahlpumpen 586

Elevatoren oder Ejektoren 586 — Strahlkondensatoren 591.

Injektoren 594

Nichtsaugende Injektoren 595 — Abdampfinjektoren 597 — Saugende Injektoren 599 — Selbsttätig wieder ansaugende Injektoren 604 — Doppelinjektoren 610.

Berechnung der Dampfstrahlpumpen 614 — Einzelteile der Dampfstrahlpumpen 630.

Tafelverzeichnis.

			Seite
Tafel	I.	Unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb von der Maschinen- und Armaturfabrik vorm. Klein, Schanzlin u. Becker in Frankenthal (Pfalz)	325
„	II.	Unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb von Haniel & Lueg in Düsseldorf-Grafenberg	325
„	III.	Unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb der „Preußengrube“ Miechowitz von O. Schwade & Co. in Erfurt	327
„	IV.	Pumpmaschine des Wasserwerks Posen von Weise & Monski in Halle a. S.	336
„	V.	Pumpe des Wasserwerks Posen von Weise & Monski in Halle a. S.	336
„	VI.	Pumpmaschine des Wasserwerks Hoheneck von G. Kuhn in Stuttgart-Berg	344
„	VII.	Pumpe des Wasserwerks Hoheneck von G. Kuhn in Stuttgart-Berg	345
„	VIII.	Pumpmaschine des Wasserwerks Frankfurt a. O. von G. Kuhn in Stuttgart-Berg	346
„	IX.	Schöpfpumpe des Wasserwerks Frankfurt a. O. von G. Kuhn in Stuttgart-Berg	347
„	X.	Druckpumpe des Wasserwerks Frankfurt a. O. von G. Kuhn in Stuttgart-Berg	349
„	XI.	Pumpmaschine des Wasserwerks München-Gladbach von Gebr. Meer in M.-Gladbach	349
„	XII.	Wasserwerkspumpe von A. Borsig in Tegel b. Berlin	352
„	XIII.	Worthington-Pumpmaschine des Wasserwerks Erlenstegen von E. Earnshaw in Nürnberg	384
„	XIV.	12stufige Wasserhaltungspumpe auf Zeche Holland bei Wattenscheid von A. Borsig in Tegel b. Berlin	497

Einleitung.

Unter den Begriff „Pumpen" fallen die Vorrichtungen, welche dazu dienen, Flüssigkeiten zu heben oder zu heben und zugleich in wagrechter Richtung zu transportieren. Die Pumpen sind demnach Maschinen bezw. Apparate zur Ortsveränderung flüssiger Körper und stehen den Hebezeugen gegenüber, welche zur Ortsveränderung fester Körper dienen.

Schon vor Jahrtausenden wurden sinnreiche Vorrichtungen erfunden, welche insbesondere der Wasserhebung zum Zwecke der Wasserversorgung für häusliche und landwirtschaftliche Bedürfnisse dienten. Ein klares Bild über diese Anfänge und über die bis in die neuere Zeit erfolgte Entwickelung des Pumpenbaues gibt Prof. Dr. Rühlmanns „Allgemeine Maschinenlehre" Bd. 4.

Die Förderung der Flüssigkeit wird bei den Pumpen auf verschiedene Arten bewirkt:

Bei den Schöpfwerken wird die Flüssigkeit durch ein offenes Gefäß (Eimer oder eine von einem feststehenden Gerinne umgebene Schaufel od. dgl.) erfaßt und gehoben, worauf sie vermöge der ihr bei der Hubbewegung erteilten Geschwindigkeit oder unter der Wirkung ihres Eigengewichtes abfließt.

Bei nahezu allen übrigen Pumpen ist ein geschlossenes Gehäuse vorhanden, in welches die Flüssigkeit aus dem Saugbehälter unmittelbar oder mittelst einer Rohrleitung (Saugleitung) gelangt und aus welchem sie mittelst einer Rohrleitung (Druckleitung, Steigleitung) ihrem Bestimmungsorte zugeführt wird. Um die Förderung zu bewirken, ist es erforderlich, daß die im Pumpengehäuse befindliche Flüssigkeit unter einen Druck gesetzt wird, welcher groß genug ist, um die sämtlichen der Flüssigkeitsbewegung entgegengesetzten Kräfte zu überwinden und außerdem die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Druckrohr zu erzeugen.

Die Flüssigkeitsförderung findet hierbei auf zwei verschiedene Arten statt: bei der ersten Art wird das Pumpengehäuse in abwechselnder Reihenfolge aus dem Saugraum gefüllt und in die Druckleitung entleert.

Um letzteres zu bewirken, wird auf die in das entleerte Pumpengehäuse unter dem Drucke der Atmosphäre, unter Umständen auch unter der Einwirkung ihres Eigengewichtes, eingetretene Flüssigkeit unmittelbar ein Druck ausgeübt und zwar entweder durch die Bewegung eines festen Körpers (Verdrängers), wie dies bei Kolbenpumpen und Flügelpumpen der Fall ist, oder durch Einleiten eines Gases von entsprechender Pressung in das Pumpengehäuse (Luftdruckpumpen, Gasdruckpumpen, Dampfdruckpumpen).

Bei der zweiten Art der Förderung tritt die Flüssigkeit in ununterbrochenem Strom in das Pumpengehäuse, wird bei ihrem Durchgang durch dieses unter Druck gesetzt und gelangt unter der Einwirkung dieses Druckes in ununterbrochenem Strom in die Druckleitung. Der Druck im Gehäuse wird entweder, was bei Rotationspumpen zutrifft, durch die unmittelbare Einwirkung im Pumpengehäuse bewegter Körper (Verdränger) oder dadurch erzeugt, daß der in das Gehäuse tretenden Flüssigkeit durch Erhöhung ihrer Geschwindigkeit eine gewisse lebendige Kraft erteilt wird, welche bei der Überführung der Flüssigkeit in die Steigleitung in Druck umgesetzt wird. Die Erzeugung der Geschwindigkeit bezw. der lebendigen Kraft wird hierbei entweder durch rasch bewegte Flächen (Zentrifugalpumpen) oder durch einen in das Gehäuse geleiteten Wasser- oder Dampfstrahl (Wasserstrahlpumpen, Dampfstrahlpumpen) bewirkt.

Dieser Betrachtung entsprechend sind im nachfolgenden die einzelnen Pumpenarten unterschieden.

Schöpfwerke.

Die Förderung von Flüssigkeiten durch Schöpfen geschieht mit Hilfe von offenen Gefäßen, welche in die Flüssigkeit eingetaucht werden, sich füllen und gehoben werden, oder mit Hilfe von bewegten Flächen, welche die Flüssigkeit in einem festliegenden Gerinne oder Leitkanal aufwärts schieben. In beiden Fällen kann durch erhöhte Geschwindigkeit des bewegten Gefäßes oder der bewegten Fläche zugleich auch ein Werfen oder Schleudern der Flüssigkeit eintreten und damit eine größere Förderhöhe erzielt werden, als sie unmittelbar durch den Weg des Gefäßes oder der Fläche gegeben ist. Bei einzelnen der nachgenannten Vorrichtungen wird hiervon Gebrauch gemacht.

Die Werkzeuge und Maschinen zur Hebung durch Gefäße sind:

Der Handeimer, der Eimer (Zuber, Kasten) an der Stange, dem Seile oder der Kette, die Wurfschaufel, die Schwungschaufel, der Wipptrog, das Eimer- oder Kastenwerk (Eimerkette, Eimer- oder Kastenkunst, Noria), das Schöpfrad (Eimer-, Zellen- oder Kastenrad, Trommelrad [Tympanum], Schneckenrad) und die Wasserschnecke (Tonnenmühle).

Die Werkzeuge und Maschinen zur schöpfenden Förderung durch bewegte Flächen sind, abgesehen von der Wurfschaufel, die auch in diese Gruppe gerechnet werden kann:

Die Wasserwippe (Schwungschaufel mit fester Aufstellung), das Schaufel- oder Scheibewerk (Schaufel- oder Scheibekunst, Püschelkunst, Kettenpumpe), das Wurfrad (auch Schöpfrad genannt), das Pumprad und die Wasserschraube (holländische Wasserschraube).

1. Beschreibung der Schöpfwerke.

Der **Handeimer.** Das die Flüssigkeit aufnehmende Gefäß ist gewöhnlich ein hölzerner oder lederner Eimer von 10 l Inhalt. Derselbe

kann von einem Arbeiter in der Minute etwa 15 mal gefüllt und bis auf 1,2 m gehoben werden, so daß die Nutzleistung eines Arbeiters in der Sekunde etwa 3 mkg beträgt, also gering ist. Zur Bewältigung einer größeren Hubhöhe sind zwei oder mehrere Arbeiter notwendig, welche auf verschiedenen Höhen aufgestellt, die Eimer einander zureichen. Um das beim Schöpfen mittelst des Handeimers notwendige Bücken des Körpers zu vermeiden, kann der Eimer an eine Stange befestigt und durch diese bewegt werden.

Neuere Formen des **Eimers an der Stange** zeigen die Fig. 1 und 2. Die Tragstange greift an dem Gefäße entweder unmittelbar durch ein Gelenk, wie Fig. 1 zeigt, oder mittelbar durch eine Klaue an, wie Fig. 2 verdeutlicht; letztere Form wird für größere Gefäße, wie sie zum Schöpfen aus Gruben, Brunnen u. dgl. geeignet sind, angewendet und ergibt eine stets wagrechte Lage des Gefäßes, so daß bei beliebiger Neigung der Tragstange ein Ausgießen der geschöpften Flüssigkeit verhütet wird. Für den

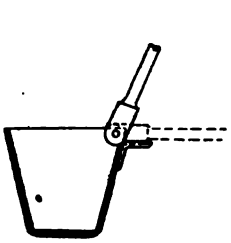


Fig. 1.

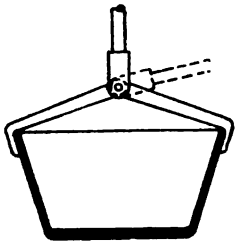


Fig. 2.

gleichen Zweck ist bei der in Fig. 1 angegebenen Form ein Anschlag angebracht, welcher bei wagrechter Lage der Tragstange das Gefäß auch wagrecht hält.

Der Eimer am Seil oder an der Kette wird zur Überwindung größerer Förderhöhen verwendet. Hierbei kann das Seil an den längeren Arm eines ungleicharmigen, in einem Schwengelbock gelagerten Hebels oder Schwingbaumes gehängt werden, dessen kurzer Arm mit einem Gegengewicht versehen ist, durch welches ein Teil der zu hebenden Last ausgeglichen wird, so daß der über dem Flüssigkeitsbehälter, aus welchem geschöpft wird, stehende Arbeiter zum Niederziehen des entleerten Eimers etwa die gleiche Kraft wie zum Hochziehen des gefüllten aufzuwenden hat. Durch diese zum Ausschöpfen von Baugruben oder für Bewässerungszwecke dienende Anordnung können leicht Hubhöhen von 4 m bis 6 m überwunden werden.

Bei den Ziehbrunnen wird der Eimer an einem Seile oder einer Kette gewöhnlich mittelst eines Haspels gehoben; dieses Wasserziehen am Haspel kommt auch in Ausnahmefällen bei der Wasserhaltung im Bergbau

vor; in diesem Fall faßt der Kübel 0,06 cbm bis 0,12 cbm. Für größere Wassermengen und größere Hubhöhen wird dann auch wohl die Förderung mit Hilfe der gewöhnlichen Fördermaschinen in an das Förderseil gehängten oder auf die Förderschale gestellten Tonnen oder Kästen aus Holz oder Blech bewirkt, welche im letzteren Falle auch als besondere Wasserwagen angeordnet werden. Die Füllung geschieht durch Eintauchen der Gefäße in das im Sumpf gesammelte Wasser oder aus einem Sammelbehälter durch einen Schlauch; im ersteren Falle wird das Gefäß vielfach mit einem sich selbsttätig öffnenden und beim Aufheben schließenden Bodenventil versehen; die Entleerung erfolgt durch Umstürzen oder mittelst eines Austrittsventils. Der Inhalt einer Tonne oder eines Kastens beträgt bis zu 3 cbm.

Diese Wasserhebung am Förderseil wird entweder zur dauernden oder zur vorübergehenden Wasserbewältigung verwendet; im ersteren Falle zur Ersparung der Pumpenanlagen bei geringem Wasserzufluß, im zweiten Fall als Aushilfe beim Sümpfen ersoffener Gruben. Diese Art der Wasserförderung ergibt namentlich für größere Höhen einen geringen Wirkungsgrad, da mit der Förderhöhe die Wasserverluste durch Schwanken der Gefäße und Undichtheit der Ventile wachsen; bei geringer Förderhöhe haben die Zeitverluste durch Füllen und Entleeren großen schädigenden Einfluß auf die Nutzleistung; die Betriebskosten werden wegen der Abnützung der Gefäße und Förderseile verhältnismäßig hoch.

Die **Wurfschaufel** ist ein hölzerner oder eiserner Löffel mit einem Stiele von 1 m bis 1,5 m Länge, mittelst dessen der Arbeiter die schöpfende oder schiebende Bewegung des Werkzeuges ausführt, welche gewöhnlich mit solcher Geschwindigkeit erfolgt, daß infolge der der Flüssigkeit erteilten lebendigen Kraft zugleich ein Schleudern oder Werfen eintritt. Die Wurfschaufel wird auch in der Weise benutzt, daß sie an dem Boden eines auszuschöpfenden Behälters entlang geschoben, und hierauf durch schnelle Bewegung die Flüssigkeit heraus- und weggeschleudert wird. Ein Arbeiter kann mit der Wurfschaufel die geschöpfte Flüssigkeit etwa 0,9 m hoch und 1,8 m weit werfen.

Für die Förderung größerer Flüssigkeitsmengen wird die Schaufel mittelst eines Seiles an einem etwa 2,7 m hohen und 1,8 m von dem Abflußgerinne aufgestellten Gerüst aufgehängt und so die **Schwungschaufel** gebildet. Die üblichen Abmessungen des eigentlichen Schöpfgefäßes sind: Länge 0,5 m bis 0,6 m, Breite 0,3 m, Tiefe 0,2 m. Die Förderung geschieht entweder derart, daß ein Arbeiter die Schaufel an dem 3 bis 4 m langen Stiele vor sich her stößt, hierbei etwa 15 l Flüssigkeit schöpft und diese etwa 1 m hoch und 2 m weit fortwirft. Oder es wird das Gefäß von zwei Arbeitern an Seilen rasch durch die Flüssigkeit gezogen, wobei jedesmal etwa 25 l geschöpft und etwa 1,1 bis 1,5 m hoch und 2 m weit fortgeschleudert werden; ein dritter Arbeiter handhabt dabei den Stiel.

Bei dieser Anordnung können in der Minute etwa 28 Würfe erfolgen, so daß sich die Nutzleistung der drei Arbeiter zusammen in der Sekunde zu 13 bis 17 mkg ergibt.

Der Wirkungsgrad der Wurf- und Schwungschaufel ist wegen der hier auftretenden Stoßwirkung gering, jedoch werden diese Werkzeuge wegen ihrer Einfachheit namentlich im Bauwesen gern zur Wasserförderung benutzt, vorausgesetzt, daß kleine Wassermengen bei geringen Hubhöhen zu fördern sind und nur kurze Zeit geschöpft zu werden braucht.

Der **Wipptrog** ist ein flaches, mit einem nach innen sich öffnenden Bodenventil versehenes Gefäß, welches an einem Ende auf einem Bock drehbar gelagert ist und mit dem anderen in die zu fördernde Flüssigkeit eingetaucht wird. Hierbei dringt letztere durch das Ventil in den Trog; bei Aufheben des letzteren schließt sich das Ventil und die geschöpfte Flüssigkeitsmenge fließt am gelagerten Ende in das Abflußgerinne. Zur Erzielung einer Doppelwirkung und zur Ausgleichung des Troggewichtes kann die Drehachse in der Mitte des Troges angeordnet werden, dann erhält derselbe eine Scheidewand und zu beiden Seiten derselben je eine seitliche Ausflußöffnung. Die Verwendung des Wipptroges ist nur noch selten; die erreichbare Hubhöhe und der Wirkungsgrad sind gering.

Bei dem **Eimer- oder Kastenwerk** sind die aus Holz oder Blech hergestellten Schöpfgefäße an einer oder zwei endlosen Ketten befestigt, welche über eine Trommel oder ein Triebstockrad oder über Kettenscheiben gelegt werden. Die Gefäße tauchen am unteren Ende des lotrecht oder geneigt aufzustellenden Schöpfwerkes in die zu fördernde Flüssigkeit ein, füllen sich und gießen am oberen Ende in das Abflußgerinne aus. Gewöhnlich laufen zwei langgliedrige Ketten nebeneinander, wobei die Kasten selbst als Glieder eingeschaltet oder an querlaufenden Verbindungsteilen der Kette befestigt sind. Statt der Ketten können auch Seile verwendet werden, ferner können diese Zugorgane auch am unteren Ende des Schöpfwerkes über Rollen gelegt werden, wie es im besonderen bei der geneigten Förderung notwendig wird. Eine Anordnung dieser Art, von C. Ax in Duisburg ausgeführt, zeigen die Fig. 3 und 4. Die endlosen Ketten *a* sind oben über zwei verzahnte, unten über zwei glatte Rollen gelegt; erstere sind auf der Welle *b*, welche von Hand oder einer Kraftmaschine aus in Drehung versetzt wird, festgekeilt; letztere laufen lose auf einer Achse *c*, deren Lager mit dem der Welle *b* durch Streben *d* verbunden sind, wenn das ganze Schöpfwerk um die Welle *b* drehbar sein soll, um für verschiedene Höhe der zu fördernden Flüssigkeit den Neigungswinkel α ändern zu können. Wird dies nicht verlangt, soll das Schöpfwerk feststehend angeordnet werden, so sind die Streben *d* überflüssig und die Lager der Achse *c* von denen der Welle *b* unabhängig.

Die Blecheimer sind an Querstangen, welche durch an die Kettenglieder angeschweißte Augen gesteckt sind, drehbar aufgehängt, so daß

sie stets lotrecht bleiben und ein vorzeitiges Ausgießen geschöpfter Flüssigkeit vermieden wird. Sie entleeren sich dadurch, daß sie mit ihrem Boden an die Welle *b* stoßen und beim Weiterbewegen des Aufhängepunktes umkippen. Um bei größerer Hubhöhe ein Schwanken der freitragenden Ketten auf der Tragseite zu verhindern, werden diese durch auf den Streben gelagerte Tragrollen *e* unterstützt, auch ist es ratsam, die Lager der Welle *b* in den Streben *d* verstellbar zu machen, um die Ketten spannen zu können. Um das Streifen der Gefäße sowie der unteren Rollen am Boden zu verhüten, können außerhalb der Streben Scheiben auf der Achse *c* angebracht

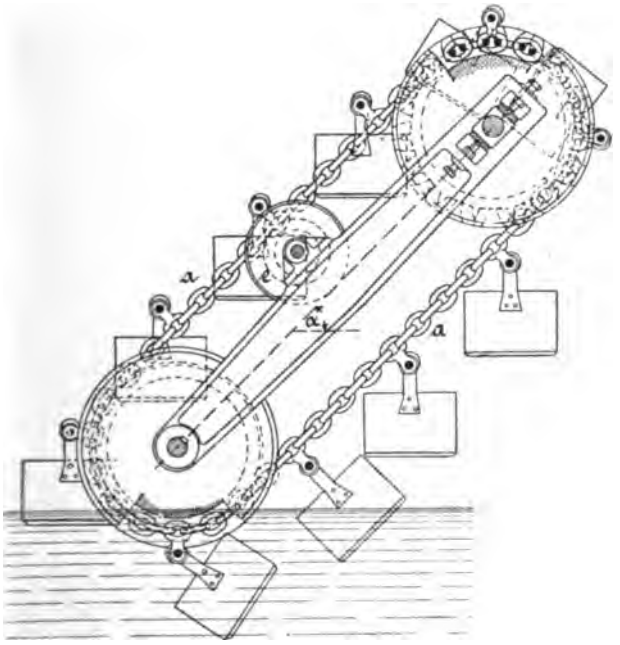


Fig. 3.

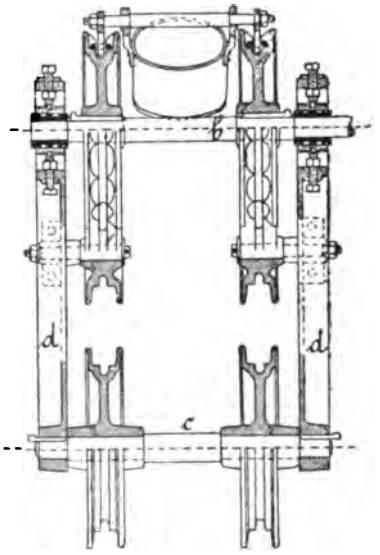


Fig. 4.

werden, welche sich auf den Boden stützen und gleichzeitig dazu dienen, einen Teil des Eigengewichtes der Vorrichtung zu tragen.

Bei den gewöhnlichen Eimerwerken sind die Gefäße unbeweglich an der Kette oder dem Seil befestigt; die Entleerung erfolgt in eine Rinne, welche entweder senkrecht oder parallel zur treibenden Welle abführt. Im letzteren Falle ist dann nur ein Treibrad als Schildrad mit einseitig vorstehenden Triebstöcken angeordnet. Das Ausgießen kann an den aufwärts oder an den abwärts sich bewegenden Gefäßen erfolgen. Bei den unbeweglich an der Kette befestigten Gefäßen hindert im Augenblick des Eintauchens die in den Gefäßen befindliche Luft das Eindringen der

Flüssigkeit; um dies zu verhüten, wird am Boden des Gefäßes ein Ventil angebracht, welches sich durch sein Eigengewicht beim Abwärtsgehen des Gefäßes selbsttätig öffnet und bei der Aufwärtsbewegung schließt. Ein anderer Übelstand besteht darin, daß beim Entleeren der Gefäße Flüssigkeit neben die Abflußrinne fällt und damit sowohl ein beträchtlicher Flüssigkeits- wie Arbeitsverlust entsteht. Derselbe wird durch Anbringen einer Leitrolle verhütet, welche die niedergehende Kette so weit zurückdrängt, daß die Rinne nahe unter das ausgießende Gefäß gerückt werden kann. Ein weiterer Arbeitsverlust entsteht dadurch, daß die Flüssigkeit höher gehoben werden muß, als die nützliche Förderhöhe ist; dieser kann zum größten Teile durch die schon erwähnte Entleerung am aufwärts laufenden Kettentrum vermieden werden, wobei aber die Kästen an der Kette

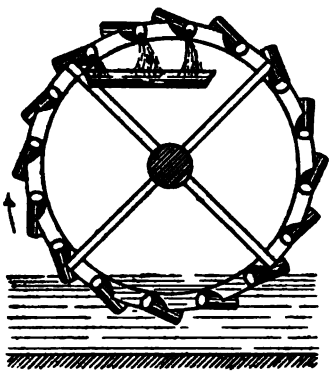


Fig. 5.

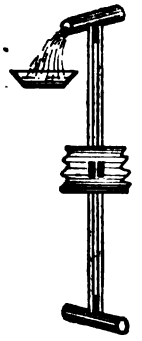


Fig. 6.

so beweglich sein müssen, daß sie durch Anstoßen an einen am Abflußgerinne angebrachten Anschlag sich drehen und dabei entleeren.

Die Geschwindigkeit der Eimerkette darf nicht zu groß genommen werden, da sonst das Auflegen der Kette auf die Räder oder Trommeln, das Schöpfen und Ausgießen nicht regelrecht erfolgt; es wird daher die Fördergeschwindigkeit nur bis zu 1 m in der Sekunde gewählt. Der Wirkungsgrad eines Eimerwerks beträgt etwa 0,6 bis 0,7. Die Verwendung zur Flüssigkeitsförderung ist selten geworden und werden solche Schöpfwerke meist nur noch zum Heben sehr unreiner, schlammiger Flüssigkeiten, sowie bei Bewässerungsanlagen von Ländereien gelegentlich angewendet.

Bei dem **Schöpfrade** sind die Fördergefäße am Umfange eines von einer Kraftmaschine in stetige Drehung versetzten Rades fest oder beweglich angebracht. Solche Räder werden im besonderen für Bewässerungszwecke angeordnet; wenn hierbei aus einem fließenden Gewässer geschöpft wird, so erfolgt der Betrieb des Schöpfrades gewöhnlich entweder

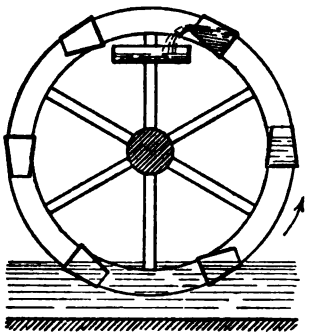


Fig. 7.

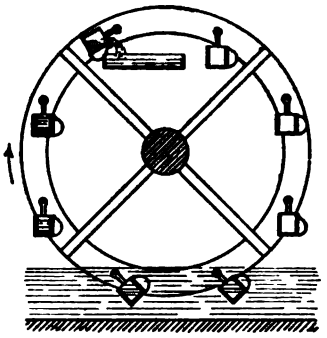


Fig. 8.

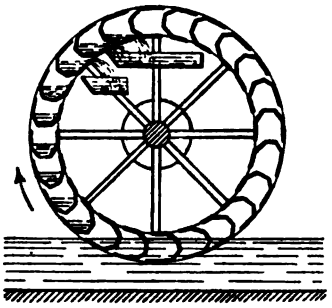


Fig. 9.

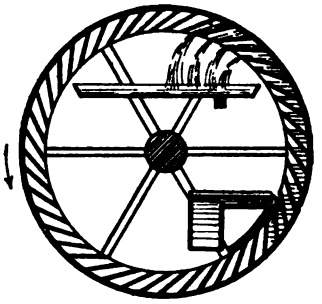


Fig. 10.

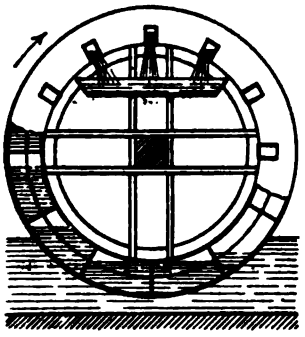


Fig. 11.

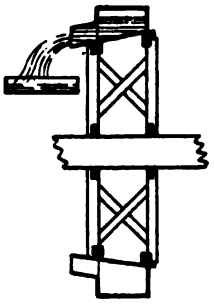


Fig. 12.

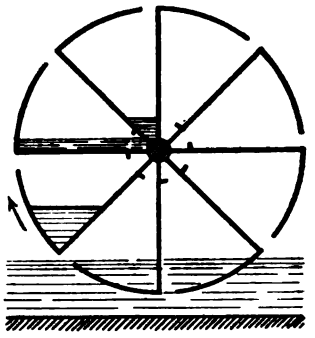


Fig. 13.

durch ein auf der Welle gesondert angebrachtes Schaufelrad oder der Kranz des Schöpfrades ist unmittelbar mit Schaufeln besetzt, gegen welche das fließende Wasser stößt. Die Fig. 5 bis 17 zeigen verschiedene Formen des Schöpfrades. Das sogenannte chinesische Schöpfrad, ist wie Fig. 5 und 6 es verdeutlichen, mit röhrenartigen Gefäßen versehen, welche, um seitliches Ausgießen zu erreichen, unter einem Winkel von etwa 25° gegen den Radumfang befestigt sind. Bei dem fränkischen Schöpf-

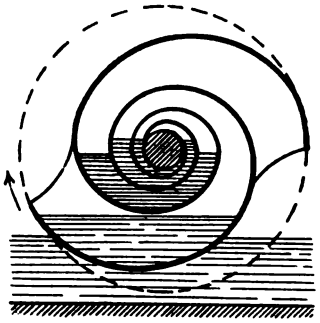


Fig. 14.

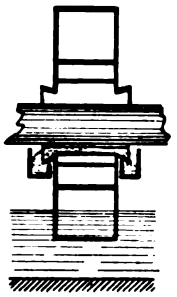


Fig. 15.

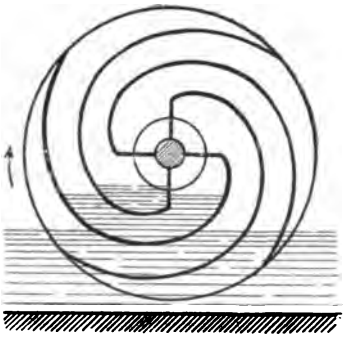


Fig. 16.

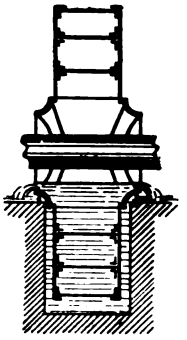


Fig. 17.

rade sind, wie Fig. 7 zeigt, kegelförmige Gefäße am Radkranz so befestigt, daß ihre Mittellinie dem Radumfang parallel liegt. Zu den älteren Formen gehört auch das in Fig. 8 angegebene Rad mit drehbar aufgehängten Eimern. Durch Stoß eines an dem Eimer angebrachten Anschlages gegen das Abflußgerinne erfolgt das Umkippen und damit das Entleeren des Gefäßes.

Es kann auch der Radkranz selbst so ausgebildet werden, daß einzelne Zellen entstehen, welche die Flüssigkeit schöpfen und heben. Zu diesen Zellenrädern gehören die in den Fig. 9 bis 17 angegebenen An-

ordnungen. Bei dem Rad Fig. 9 erfolgt das Entleeren der Zellen durch seitlich von den Armsternen liegende Öffnungen im Radboden nach zwei Gerinnen, deren Köpfe beiderseitig dicht an die Armsterne treten. Das Rad Fig. 10 ist mit einem Einfluß am inneren Radumfange versehen, an diesem erfolgt auch das Ausgießen. Die französische Einrichtung, Fig. 11 und 12, zeigt die Bildung der Schöpfzellen durch radiale Scheidewände, der Ein- und Austritt des Wassers erfolgt durch seitliche Öffnungen.

Das jetzt kaum mehr in Anwendung befindliche Trommelrad, Fig. 13, gehört zu der letztgenannten Gattung der Schöpfräder. Hier ist das ganze Rad zu Zellen ausgebildet, die sich jedoch nur zu einem kleinen Teile füllen; das am äußeren Radumfang geschöpfte Wasser fließt in ein die Radwelle umgebendes Rohr, aus welchem es seitlich entweicht.

Zweckmäßiger als das Trommelrad ist das Schneckenrad, von welchem die Fig. 14 bis 17 zwei Formen angeben. Zwischen zwei seitlichen, auf der Radwelle befestigten Scheiben liegen spiralförmige Wände, deren Formung bei gleichen Radabmessungen eine größere Fördermenge als das Trommelrad ergibt. Das Ausgießen erfolgt an der Welle. Das Schneckenrad wird gewöhnlich ganz aus Eisen hergestellt.

Gegenüber dem Eimerrad hat das Schneckenrad den Nachteil der kostspieligen Ausführung und der bei gleicher Hubhöhe größeren Abmessungen, da hier die Flüssigkeit nicht ganz bis zur Höhe der Radwelle gehoben werden kann, während beim Eimerrad eine im Verhältnis zum Durchmesser viel größere Hubhöhe erreicht wird.

Die **Tonnenmühle** oder **Wasserschnecke** ist der archimedischen Schnecke nachgebildet, bei welcher eine schraubenförmig gewundene Röhre derart schräg gegen die Wagrechte gestellt wird, daß das untere offene Rohrende in die zu fördernde Flüssigkeit eintaucht. Wird das Rohr in Drehung versetzt, so wird Flüssigkeit geschöpft und diese bewegt sich in den Rohrwindungen aufwärts, wenn das Zurückfallen verhütet wird. Dies geschieht aber dann, wenn die Schraubenwindungen so gegen die Wagrechte geneigt liegen, daß eine mit der Anzahl der Windungen gleiche Zahl von Zellen gebildet wird, welche sich parallel der geneigten Drehachse gewissermaßen aufwärts schieben und damit die in ihnen enthaltene Flüssigkeit in die Höhe bewegen. Die Bedingung für diese Wirkung ist, daß die Summe des Steigungswinkels der Schraubenlinie und des Neigungswinkels der Drehachse kleiner als 90^0 ist. Zur Vergrößerung der geförderten Flüssigkeitsmenge bei gleichen Abmessungen dieses Schöpfwerkes können zwei oder mehrere Röhren als mehrgängige Schrauben angeordnet werden.

Diese archimedische Schnecke wird kaum noch angewendet, dagegen findet man für Entwässerungszwecke und zum Ausschöpfen von Baugruben

noch gelegentlich die Wasserschnecke, bei welcher eine oder mehrere Schraubenflächen um eine Drehachse angeordnet und mit einem zylindrischen Mantel umgeben sind. Die Maschine wird in Holz oder in Eisen ausgeführt. Im ersteren Falle werden die Schraubengänge, wie Fig. 18 und 19 zeigen, aus Brettstücken von etwa 25 mm Dicke gebildet und mindestens 20 mm tief in die hölzerne Welle und etwa 12 mm tief in den aus astfreien kiefernen Dauben von 75 bis 125 mm Breite und 40 bis 50 mm Dicke hergestellten Mantel eingelassen. Der Holzmantel wird durch eiserne Zugbänder in Abständen von 0,6 m zusammengehalten und mittelst Werg gedichtet. Die ganze Anordnung wird gewöhnlich noch mit einem Teeranstrich versehen. In eiserner Ausführung werden die Schraubengänge aus Blechplatten nach Mustern ausgeschnitten und

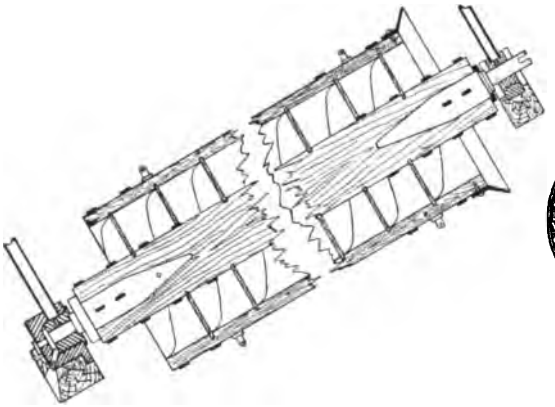


Fig. 18.

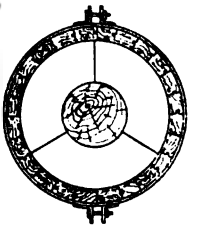


Fig. 19.

durch Winkeleisen mit der gleichfalls aus Blech hergestellten Welle verbunden; wenn letztere in Gußeisen ausgeführt wird, so erhält sie schraubenförmige Rippen, auf welche die Schraubenbleche genietet werden. Es wird dann der Mantel entweder aus Holz hergestellt, wobei die Schraubengänge etwa 12 mm tief in die Dauben eingelassen werden, oder aus Blech gebildet, an welches die Schraubengänge mittelst Winkeleisen genietet werden. Die gegenseitige Verbindung der Brettstücke bei der hölzernen Schraube geschieht durch Klammern, die der Bleche bei der Ausführung in Eisen durch Überblattungs- oder Laschennietung.

Die Ausführung in Eisen hat derjenigen in Holz gegenüber den Vorteil, daß sie den Witterungseinflüssen besser widersteht, während bei der Holzschnecke durch Austrocknen und Quellen der vielen kleinen Brettstücke sowie der Spindel leicht ein Lockerwerden der Teile eintritt. Andererseits aber ist ein Ersatz schadhafter Teile bei der Holzausführung

leichter zu bewirken, weshalb diese noch vielfach der eisernen Anordnung vorgezogen wird.

Die Wasserschnecke wird für Hubhöhen bis zu 4,5 m verwendet, der Neigungswinkel der Welle oder Spindel gegen die Wagrechte zwischen 20^0 und 35^0, gewöhnlich zu 30^0 angenommen. Für Entwässerungszwecke finden sich ziemlich bedeutende Abmessungen; die Ausführungen zeigen Durchmesser des Mantels bis zu 1,75 m und Schraubenlängen bis 10 m. Bei großen Längen wird die an ihren Enden in Lagern laufende Spindel durch das Eigengewicht und das Gewicht der geschöpften Flüssigkeit stark auf Biegung beansprucht, daher der Mantel durch Rollen unterstützt. Als Halbmesser r der Spindel wird $^1/_3$ bis $^2/_5$ vom Mantelhalbmesser R genommen.

Ist s die Steigung der Schraube, z die Anzahl der Schraubengewinde, a der parallel der Achse gemessene Abstand derselben voneinander, werden ferner mit α_a, α_i und α_m die Neigungswinkel der Schraubenlinien am Mantel, an der Spindel und am mittleren Zylinder bezeichnet, so ist $s = z\,a$ und

$$s = 2\,\pi\,R\,\mathrm{tg}\,\alpha_a = 2\,\pi\,\frac{R+r}{2}\,\mathrm{tg}\,\alpha_m = 2\,\pi\,r\,\mathrm{tg}\,\alpha_i.$$

Der Winkel α_m wird gewöhnlich zu 30^0 gewählt.

Für $r = 0{,}4\,R$ wird

$$\mathrm{tg}\,\alpha_a = 0{,}7\,\mathrm{tg}\,\alpha_m = 0{,}4\,\mathrm{tg}\,\alpha_i,$$

für $\alpha_m = 30^0$ wird dann

$$\alpha_a = 22^0,\quad \alpha_i = 45^0.$$

Für $s = 2\,R$ ist $\alpha_n = 17^0\,40'$.

Um mit einer Umdrehung möglichst viel Flüssigkeit zu fördern, werden mehrere Schraubengewinde angeordnet, jedoch findet deren Zahl ihre Grenze, weil zwischen dem Flüssigkeitsspiegel eines Bogens und der Schraubenfläche des nächsten Bogens ein Luftraum bleiben muß. Ist das nicht der Fall, tauchen die Schraubenflächen stets in den Flüssigkeitsinhalt des darunter liegenden Bogens ein, so werden in der Schnecke einzelne Luftabteilungen sich bilden, welche nicht miteinander und also auch nicht mit der äußeren Luft in Verbindung stehen. Hierdurch aber treten Änderungen in der Luftpressung ein, welche das ruhige Fortfließen der Flüssigkeit in den Gängen hindern und dadurch die Leistung an geförderter Flüssigkeitsmenge wie den Wirkungsgrad vermindern.

Die Bedingung für die stete gegenseitige Verbindung der einzelnen Luftabteilungen ergibt sich nach Kröhnke (Deutsche Bauzeitung 1876, S. 377) aus der Beziehung:

$$z = \frac{2\,r\,\pi\,\mathrm{tg}\,\alpha_i}{2\,r\,\varphi\,\mathrm{tg}\,\alpha_i + e},\quad \text{wobei } \sin\varphi = \mathrm{tg}\,\alpha_i\,\mathrm{tg}\,\beta.$$

e ist die kürzeste Entfernung zwischen dem Flüssigkeitsspiegel in einem Flüssigkeit haltenden Bogen und der darüber liegenden Schraubenfläche, β ist der Neigungswinkel der Drehachse gegen die Wagrechte. Unter der Annahme von $e = 0{,}01$ m und bei Einsetzung der Mittelwerte $\beta = 30^0$, $\alpha_i = 45^0$, $r = {}^1/_3 R$, ergibt sich

$$z = \frac{2{,}094\,R}{0{,}41\,R + 0{,}01},$$

hieraus: $z \leqq 3$ für $R < 0{,}088$ m,

$\leqq 4$ „ $R = 0{,}088$ m bis $1{,}168$ m,

$\leqq 5$ „ $R > 1{,}168$ m.

Die Ausführungen zeigen gewöhnlich für kleinere Durchmesser eine zweigängige, für größere drei- und viergängige Schrauben. Das untere Ende der Schnecke soll bis zu ${}^1/_2$ bis ${}^2/_3$ des Durchmessers in die Flüssigkeit eingetaucht werden, um die beste Leistung zu erhalten; wird die Eintrittsöffnung gänzlich untergetaucht, so vermindert sich der Wirkungsgrad, wenn auch nicht in bedeutendem Maße, wie Versuche feststellten.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Schnecke bewegt wird, darf nicht über ein gewisses Maß hinausgehen, da sonst Störungen in der Flüssigkeits-Bewegung eintreten, herrührend sowohl von der Unsicherheit des Schöpfens, wie von dem durch die Zentrifugalkraft entstehenden Anhaften von Flüssigkeitsteilen am Mantel. Nach Kröhnke soll die Umfangsgeschwindigkeit am Mantel nicht über 2,25 m betragen, woraus sich die Umdrehungszahl in der Minute zu $n < \frac{21}{R}$ ergibt.

Die Wasserschnecke kann auch zur Hebung von unreinen Flüssigkeiten, schlammigem sandigem Wasser, zweckmäßig Verwendung finden und gehört wegen ihres hohen Wirkungsgrades, der 0,75 bis 0,9 beträgt, zu den in bezug auf Leistung vollkommensten Schöpfwerken.

Die **Wasserwippe** besteht aus einem gleicharmigen, wagrecht in einem Gerüst gelagerten Hebel, an welchem eine Schwungschaufel lotrecht abwärts hängend befestigt ist. An beiden Hebelarmen sind Zugseile angebracht, mittelst deren einige Arbeiter den Hebel in schwingende Bewegung bringen; hierbei bewegt sich die Schaufel durch die zu fördernde Flüssigkeit und schiebt dieselbe in einem Gerinne aufwärts nach dem Abfluß. Durch schnelle Bewegung der Schaufel tritt auch ein Schleudern der Flüssigkeit ein. Damit die Schaufel beim Rückgange ungehindert durch die Flüssigkeit streichen kann, wird sie aus wenigen übereinander angeordneten Klappen gebildet, welche sich selbsttätig öffnen, während sie bei der Förderung sich schließen. Die Wasserwippe wird von 4 bis 6 Arbeitern bedient und können durch sie in der Minute bei 10 bis 12 Spielen 2,2 cbm bis 2,6 cbm Wasser 1,2 m hoch geschoben und geworfen werden. Die Schaufelfläche wird etwa 0,5 m breit und 0,6 m lang gemacht. Wegen

des geringen Wirkungsgrades wird die Wasserwippe kaum mehr angewendet.

Bei der **Kettenpumpe** sind die treibenden Flächen als Scheiben in eine Kette ohne Ende eingeschaltet und bewegen sich in einem feststehenden Rohr von rundem oder rechteckigem Querschnitt oder, wenn die För-

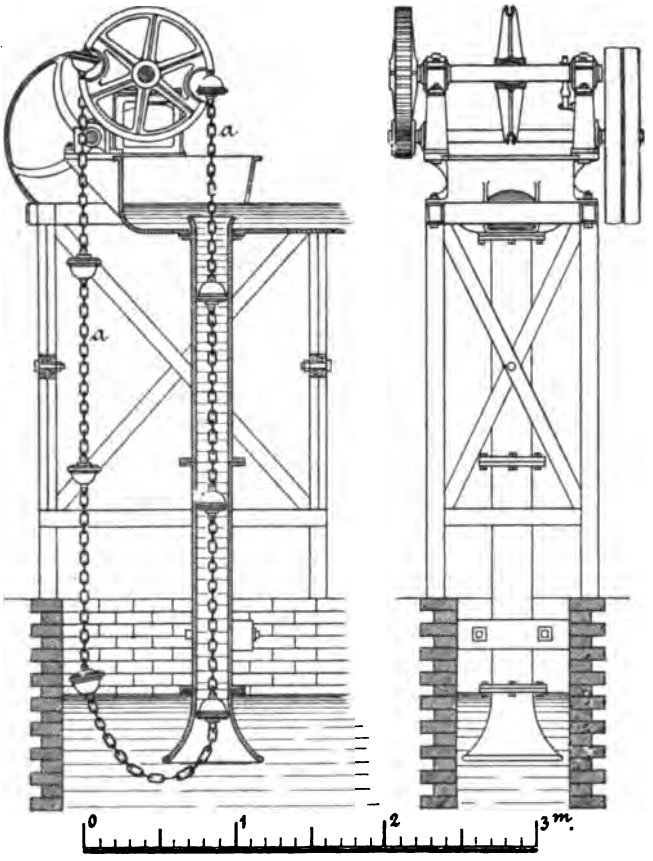


Fig. 20. Fig. 21.

derung nicht lotrecht, sondern in schräger Richtung erfolgt, auch wohl in einem oben offenen Gerinne. Bei der geneigten Förderung wird die Kette über zwei Rollen, von welchen die obere getrieben wird, gelegt, durch Verstellen der Lager der Antriebswelle angespannt und auch ihr abwärts gehender Teil wird auf einem Brett oder in einem Gerüst geführt. Bei der lotrechten Förderung ist die untere Rolle überflüssig, wie die in Fig. 20 und 21 dargestellte Bastiersche Kettenpumpe zeigt.

Die treibende Rolle faßt mittelst Triebstöcken oder greiferartigen Armen die Kette oder durch Aussparungen im Kranz die Scheiben selbst. Die Scheiben werden als eiserne oder hölzerne Teller ausgeführt oder, wie es bei der Bastierschen Anordnung der Fall und durch die Fig. 22 gezeigt ist, als kolbenartige Körper, zusammengesetzt aus einem eisernen Teller, einer Lederscheibe und einem Holzstock. Der Durchmesser der Lederscheibe wird bei Holzröhren, um große Reibung zu vermeiden, 2 bis 5 mm kleiner als die Rohrweite genommen, bei eisernen Röhren jedoch genau so groß wie deren Weite, so daß die Flüssigkeitsverluste durch Zurückfließen nahezu vermieden werden. Statt der Scheiben werden auch Kautschukkörper in der durch Fig. 23 verdeutlichten Form in Anwendung gebracht, wobei der dichte Anschluß an die Steigröhre durch Einschrauben einer kegelförmigen Mutter *a* bewirkt wird, welche den Kautschukkörper

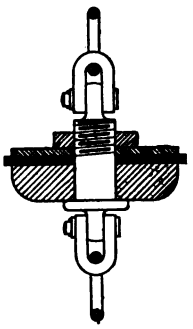


Fig. 22.

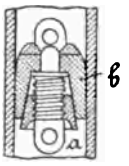


Fig. 23.

b auseinander treibt. Diese Anordnung gewährt noch den Vorteil der sichersten Einführung der Kette in das Steigrohr, welche durch die konische Form des Körpers erreicht wird. Ältere Anordnungen zeigen die Verwendung ausgepolsterter Kugeln oder Kissen als treibende Flächen.

Bei der geneigten Förderung kann wie bei der Wasserschnecke das untere Ende mittelst einer Winde je nach dem Unterwasserstande gehoben und gesenkt werden.

Die Kettenpumpe wird für Hubhöhen bis zu 3 m verwendet; die Weite des Steigrohres wird zu 0,12 bis 0,15 m genommen; der Scheibenabstand beträgt 0,8 m bis 1 m, die Geschwindigkeit der Kettenbewegung 0,9 m bis 1,2 m. Die Kettenpumpe eignet sich besonders zur Förderung dickflüssiger Substanzen, wie Jauche, Teer, Schlempe u. dgl.

Die **Wurfräder und Pumpräder** werden insbesondere für die Entwässerung tiefliegender Landstrecken verwendet, und es sind z. B. in Holland und in Norddeutschland großartige Anlagen zur Ausführung gekommen, bei welchen die Räder durch Dampfmaschinen getrieben werden; kleinere

Anlagen zeigen Betrieb durch Windräder. Bei den Wurf- und Pumprädern sind die treibenden Flächen als ebene oder gekrümmte Schaufeln am Umfang des Rades befestigt; bei der Drehung tauchen sie in das Innen- oder Unterwasser und schieben dasselbe in einem Gerinne, dem „Aufleiter“ aufwärts in den „Mahlbusen“. Hierbei fließt durch die zwischen den äußeren Schaufelkanten und dem Gerinneboden, wie zwischen den seitlichen Kanten und den Seitenflächen des Gerinnes vorhandenen Spielräume ein Teil des geschöpften Wassers zurück und kann dieser Verlust bei langsamer Drehung des Rades so groß werden, daß dasselbe nahezu keine Förderung ergibt. Bei größerer Geschwindigkeit wird der Verlust kleiner, jedoch wird dann dem Wasser durch die schleudernde Bewegung der treibenden Flächen eine unnötig große Geschwindigkeit erteilt, so daß ein beträchtlicher Arbeitsverlust eintritt. Es ist daher zweckmäßig, die Radgeschwindigkeit so gering zu nehmen, daß eine Wurfbewegung nur in geringem Maße entsteht, gleichzeitig aber die erwähnten Spielräume so klein als möglich zu machen. Durch genauen und steifen Bau des Rades und durch sorgfältige Herstellung des Gerinnes können die Spielräume auf etwa 25 mm und weniger Breite vermindert werden, so daß der volumetrische Wirkungsgrad, das ist das Verhältnis der tatsächlich geförderten Wassermenge zur theoretischen, auf etwa 0,9 gebracht wird.

Wurfrad und Pumprad haben nicht allein die Aufgabe, das Wasser zu fördern, sondern sie müssen auch das Zurückfließen des Außenwassers in das Innenwasser verhüten. Um jedoch während des Stillstandes das Rad hiervon zu entlasten, wird in dem Kanal, welcher das gehobene Wasser ableitet, ein doppelflügeliges Tor, genannt „Wachttür“, angebracht, welches wie ein Rückschlagventil durch den Wasserstrom sich selbsttätig öffnet und schließt (vgl. Fig. 30).

Für die Schaufelformung der Wurf- und der Pumpräder gilt als Bedingung, daß die Schaufel möglichst ohne auf das Wasser zu schlagen, in dasselbe eintaucht, es in der Richtung der Bewegung vorwärts schiebt und aus dem Außen- oder Oberwasser wieder heraustritt, ohne Wasser mitzureißen. Da bei den Entwässerungsanlagen, für welche Wurfräder angeordnet werden, jedoch der Wasserstand im Polder (Unter- oder Innenwasser) wie der im Mahlbusen (Ober- oder Außenwasser) gewöhnlich sehr wechselt, so kann diesen Bedingungen nur für einen vorherrschenden Wasserstand einigermaßen entsprochen werden. Es wird daher meistens ein beträchtlicher Kraftverlust beim Eintauchen wie beim Heraustreten der Schaufel entstehen. Im allgemeinen ist ein fehlerhafter Eintritt der Schaufeln in das Wasser schädlicher als ein ungünstiger Austritt, da im ersten Fall das Wasser durch die Schaufel vom Rad abgedrängt wird. Je größer der Raddurchmesser ist, desto zweckmäßiger lassen sich die Schaufeln gestalten. Malmedie empfiehlt (Prakt. Maschinenkonstrukteur 1870 S. 225), letztere als ebene Flächen so gegen den Radumfang zu

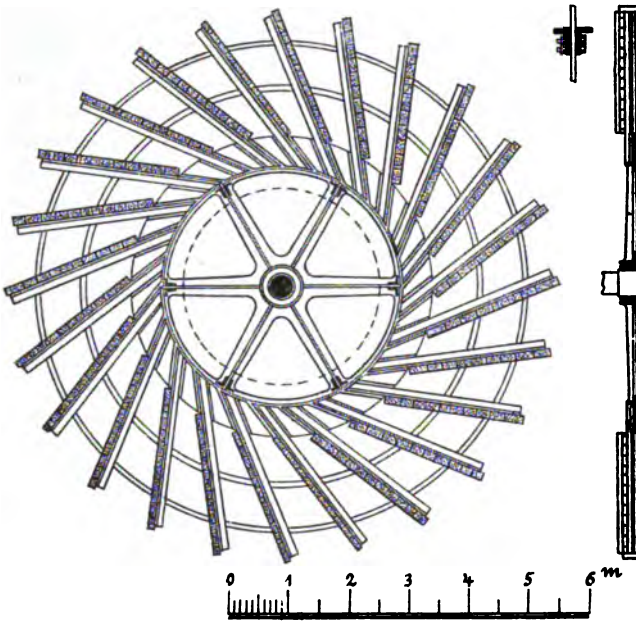


Fig. 24.

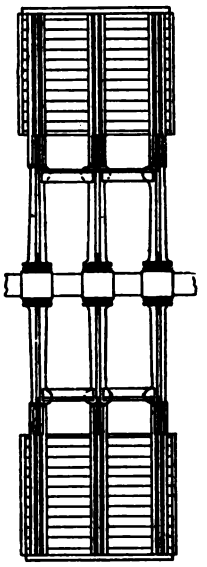


Fig. 25.

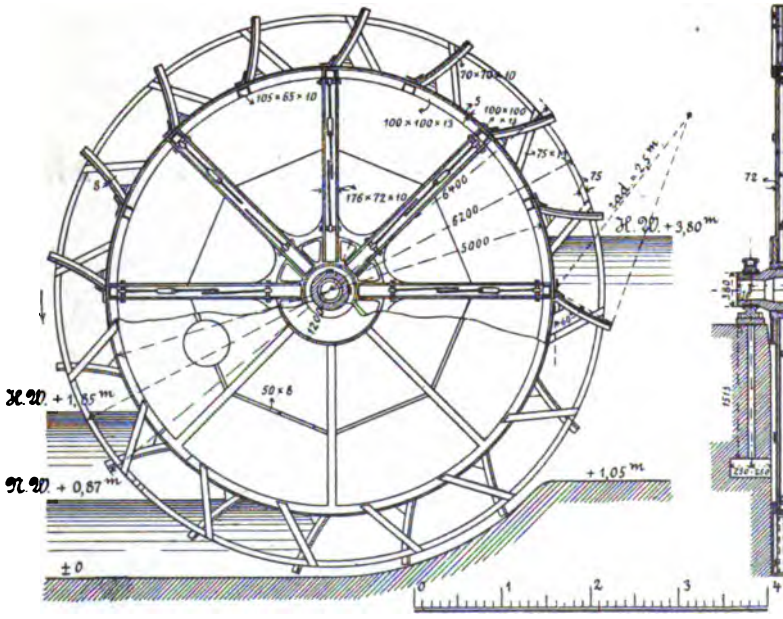


Fig. 26.

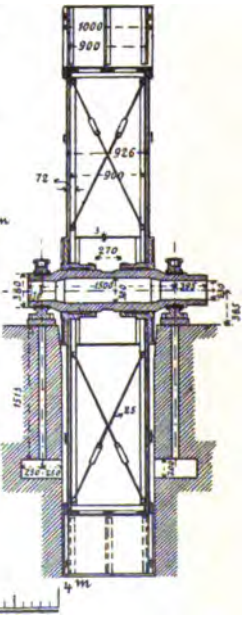


Fig. 27.

stellen, daß sie beim vorherrschenden Stand des Innen- und Außenwassers beim Eintauchen denselben Winkel mit dem Spiegel des Innenwassers bilden, wie beim Heraustreten mit demjenigen des Außenwassers. Hiernach ergibt sich für die gebräuchlichen Verhältnisse ein Winkel der Schaufelrichtung mit dem Radumfang von 60° bis 75° wie es Fig. 24 u. 25 zeigen, welche die Einrichtung der Wurfräder zu Katwijk aan Zee in Holland verdeutlichen. Nach Malmedies Vorschlag sind auch die Schaufeln der zwei Pumpräder des Schöpfwerkes zu Fünfhausen a. d. Elbe geformt, nur wurden die Blechschaufeln zur Erhöhung der Festigkeit leicht gekrümmt (vgl. Fig. 26 u. 27). Bei dieser Schaufelform wird das Wasser bei höchstem Außenwasserstand wohl etwas aufgeworfen, jedoch tritt letzterer selten ein. Bei höchstem Innenwasserstand schlagen die Schaufeln stark auf, es kann dies jedoch nach Chizzolinis Vorschlag durch eine Spannschütze vermieden werden, welche den Spiegel des Innenwassers kurz vor dem Rad senkt.

Eine stärkere Krümmung zeigen die bei dem Schöpfwerk zu Gouda in Holland aufgestellten Räder nach der Angabe von J. D. Rijk. Wie Fig. 28 angibt, verlaufen die Schaufeln tangierend am inneren Umfang des Radkranzes und bilden am äußeren einen Winkel von 30° mit dem Spiegel des Innenwassers. Während diese Schaufeln konvex gegen das Außenwasser gekrümmt sind, zeigen die durch Fig. 29—34 verdeutlichten Schaufelformen konkave Krümmung. Diese wurde insbesondere vom Ingenieur H. Overmars in Rotterdam bei seinen „Pumprädern", wie sie Fig. 29 bis 32 darstellen, benutzt. Fig. 33 gibt die für die Räder des Schöpfwerkes zu Antwerpen ausgeführte Form, welche wohl ein gutes Ablaufen des Wassers bei dem Heraustreten der Schaufeln aus dem Außenwasser, dagegen aber beim Eintauchen ein starkes Aufschlagen auf den Innenwasserspiegel ergibt. Auch die nach einer italienischen Ausführung durch Fig. 34 gegebene Schaufelform leidet an dem letztgenannten Übelstand, der durch Anbringung der Spannschütze allerdings etwas gemindert wird.

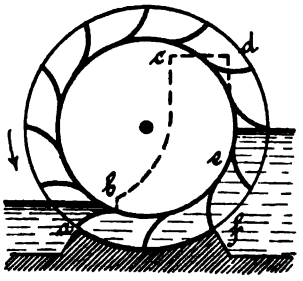


Fig. 28.

Die Fig. 24—34 zeigen weitere Verschiedenheiten der Radformung. Bei den Rädern Fig. 24, 33, 34 ist der innere Radkranz offen, bei den Rädern Fig. 26, 28 u. 29 jedoch als volle Trommel gebildet. Diese Anordnung wurde zuerst von Overmars angegeben (vgl. Fig. 29 bis 32) und wird nunmehr auch bei anderen Schaufelformen zu gleichem Zwecke ausgeführt. Es kann nämlich bei den durch Fig. 24 gekennzeichneten, vielfach ausgeführten Rädern das Wasser nur so hoch gehoben werden, daß es nicht durch die Innenkanten der Radschaufeln wieder zurück-

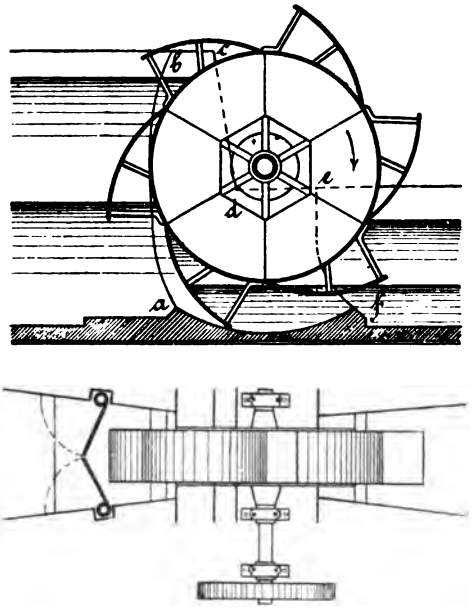


Fig. 29 und 30.

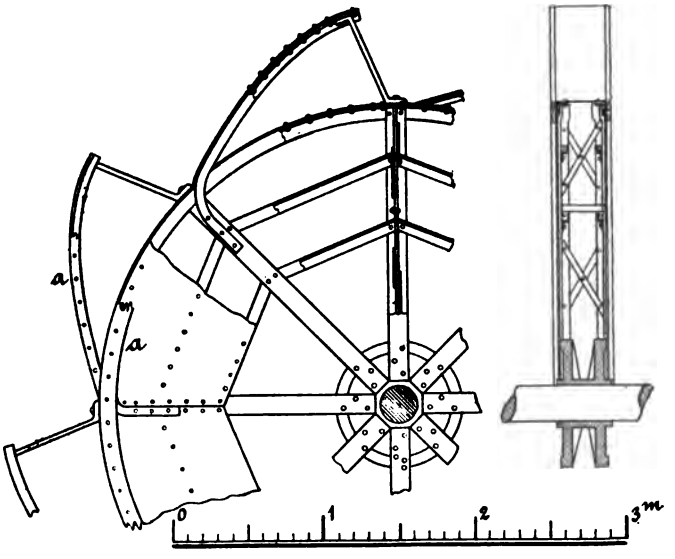


Fig. 31. Fig. 32.

fließt. Es wird also bei diesen Rädern der äußere Durchmesser D beträchtlich größer sein müssen als die doppelte Hubhöhe H und zeigen die Ausführungen auch für $H = 1$ bis 4 m, $D = 5$ bis 10 m. Nach Foster soll $D = 5{,}43 \sqrt{t + h}$ genommen werden, wenn t die Eintauchtiefe in den gewöhnlichen Unterwasserstand, h die Höhe von diesem bis

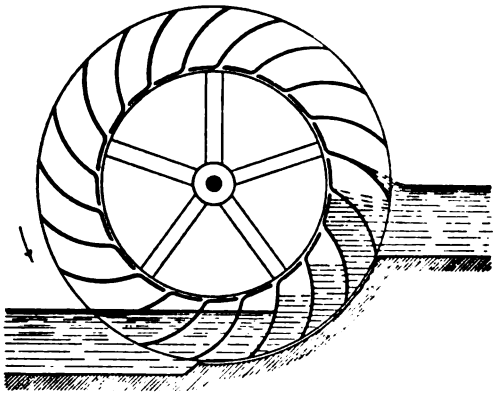


Fig. 33.

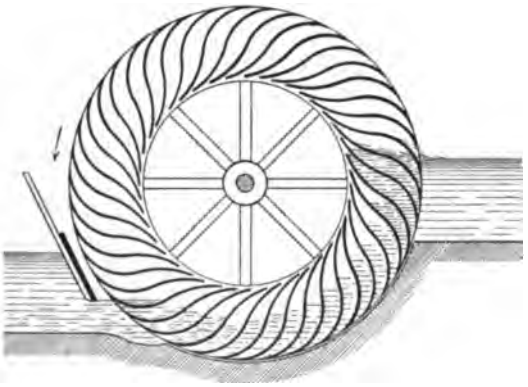


Fig. 34.

zum höchsten Oberwasserstand bezeichnet. Italienische Ausführungen entsprechen dieser Formel, holländische haben etwas kleinere Durchmesser. Für $H > 3$ m empfiehlt es sich, die Hubhöhe zu teilen und zwei oder mehr Wurfräder hintereinander aufzustellen. Bei sehr kleinen Förderhöhen arbeiten die Wurfräder sehr ungünstig, da sie dann das Wasser höher heben als notwendig ist. Durch teilweise Schließung des inneren Radkranzes, wie Fig. 33 zeigt, oder durch doppeltgekrümmte Schaufeln

(vgl. Fig. 34) kann wohl das Verhältnis der Hubhöhe zum Raddurchmesser größer erhalten werden; am günstigsten wird dieses Verhältnis aber bei Anordnung einer vollständig geschlossenen Trommel. Dann erfolgt der Abschluß des Außenwassers während des Betriebes nicht allein durch die Schaufeln, sondern auch durch die Trommel und es kann das Wasser nahezu bis zum Scheitel derselben gehoben werden. Bei Hubhöhen von 3 bis 6 m zeigen daher die Ausführungen Durchmesser von 5 bis 8,5 m. Die Trommel muß auch bei niedrigstem Innenwasser noch in dieses eintauchen; der hierdurch entstehende Auftrieb entlastet teilweise die Lager, welche jedoch durch das Außenwasser einen starken Seitendruck erfahren. Diese Räder mit nach innen geschlossenem Radkranz werden als Pumpräder, die Räder mit offenem Radkranz als Wurfräder bezeichnet.

Overmars hat ferner angegeben, einen möglichst dichten Abschluß des Rades gegen das Gerinne bei Holzrädern durch genaues Abdrehen, bei eisernen Rädern durch an die äußeren und seitlichen Schaufelkanten geschraubte Holzleisten von etwa 100 mm bezw. 50 mm Breite und 30 mm Dicke zu bewirken; diese Leisten werden mit versenkten Schrauben befestigt und sauber abgedreht, das Gerinne wird entweder aus harten Quadern, welche geschliffen werden, oder Ziegelsteinmauerwerk mit Zementüberzug gebildet. Im letzteren Fall wird, wenn der Zement noch weich ist, das Rad eingehängt und gedreht, wobei die Leisten dann den Putz so abstreichen, daß ein fast dichter Abschluß erreicht wird. Dies setzt jedoch voraus, daß die Gründung von Rad und Gerinne vollkommen sicher und das Rad sehr steif gebaut ist. Overmars glaubte, auf die angegebene Weise auch eine saugende Wirkung der Schaufeln zu erzielen, jedoch haben die Ausführungen dies nicht ergeben, es zeigte sich vielmehr, um ein Schleifen der Schaufeln am Gerinne zu verhüten, notwendig, den Spielraum zwischen Rad und Gerinne größer, etwa 10 mm bis 25 mm, zu nehmen, während man mit 5 mm auszukommen glaubte. Hierdurch aber ergibt sich wie bei den gewöhnlichen Wurfrädern ein beträchtlicher Wasserverlust, der bis auf 15 bis 20 % der geförderten Menge steigen kann.

An Stelle des Aufleiters tritt bei den Rädern mit voller Trommel ein gemauerter Kropf, dessen Länge nur etwas größer als der Abstand je zweier Schaufeln zu sein braucht. Die dicht an das Rad tretenden Wangenmauern werden nicht länger als der Kropf gemacht und ihre Kanten so gebildet, daß sie sich der Schaufelform anpassen, wie z. B. bei den Fig. 28 und 29 angegeben ist, in welchen die Kanten der Wangenmauern nach den Linien a b c d e f verlaufen. Das an letztere anschließende Zu- und Abflußgerinne erweitert sich, so daß das Einlaufen des Wassers auch seitlich in die Schaufeln und damit ungehindert erfolgt.

Bei den Wurfrädern bestimmt sich im allgemeinen die Höhenlage der Oberkante des Aufleiters nach dem niedrigsten Oberwasserstand; bei

höheren Wasserständen treten dann durch Rückströmung des Wassers in die den Aufleiter verlassenden, nicht völlig gefüllten Schaufelräume Wirbel ein, welche den Radwiderstand vergrößern. Zur Vermeidung dieses Übelstandes hat Korevaar einen beweglichen Aufleiter angegeben, der aus einigen, durch Gegengewichte im Gleichgewicht gehaltenen eisernen Klappen besteht, welche bei höherem Wasserstande eine Fortsetzung des festen Aufleiters bilden.

In der Umfangsgeschwindigkeit besteht bei den Ausführungen der Wurf- und der Pumpräder kaum ein Unterschied; dieselbe wird bei ersteren zweckmäßig zwischen 1 und 2,5 m, bei letzteren zwischen 1 und 1,5 m genommen, woraus sich bei den für Entwässerungsanlagen gebräuchlichen Raddurchmessern eine Umdrehungszahl von 2 bis 5 ergibt. Es muß daher zwischen der Kraftmaschine und der Radwelle eine Umsetzung ins Langsame angeordnet werden, wofür gewöhnlich ein oder zwei Zahnradvorgelege gewählt werden.

Hierdurch wird der Wirkungsgrad der ganzen Anlage vermindert, auch können für den Antrieb nur langsam laufende Dampfmaschinen verwendet werden. Bei italienischen Ausführungen ist vielfach der Antrieb durch einen am Radumfange angebrachten Zahnkranz bewirkt worden. Räder dieser Art lassen sich nach dem bei eisernen Wasserrädern bekannten „Suspensionsprinzip" bauen und werden dann erheblich leichter als Räder, bei denen die Kraftübertragung von der Welle aus stattfindet.

Die gebräuchlichen Abmessungen der Wurfräder sind folgende: äußerer Raddurchmesser 5 bis 10 m, Radbreite 1 bis 3,5 m, Schaufellänge 0,7 bis 2,4 m. Die Schaufelzahl wird gewöhnlich zwischen 28 und 32 genommen; die Räder bei Atfeh in Ägypten haben allerdings 80 Schaufeln. Die Pumpräder erhalten weniger Schaufeln, 6 bis 10, die Schaufeltiefe wird zwischen $^1/_6$ und $^1/_9$ vom äußeren Raddurchmesser genommen, letzterer zwischen 5 und 8 m gewählt, die Radbreite ist 1 bis 3 m. Der volumetrische Wirkungsgrad beträgt bei den Wurfrädern etwa 0,8, bei den Pumprädern kann er bis zu 0,95 gesteigert werden. Der mechanische Wirkungsgrad, d. i. das Verhältnis zwischen geleisteter und aufgewendeter Arbeit hat sich nach Versuchen an verschiedenen Ausführungen zu 0,5 bis 0,7 bei den Pumprädern unter Umständen noch etwas höher ergeben.

Bei den Wurf- und Pumprädern kann eine Bewältigung verschiedener Wasserstände, wie sie bei den Entwässerungsanlagen auftreten, durch Aufstellung mehrerer Räder nebeneinander erreicht werden. Bei der größten Hubhöhe werden dann nur ein oder zwei Räder von der Kraftmaschine, die gewöhnlich eine Dampfmaschine ist, getrieben; bei der kleinsten Hubhöhe werden sämtliche Räder in Bewegung gesetzt, bei mittleren Hubhöhen entsprechend viel Räder. So ist z. B. bei dem Schöpfwerk zu Gouda in Holland folgende Anordnung getroffen: Es wird mit

6	Rädern	bis	0,5	m	Hubhöhe,
5	„	„	0,75	„	„
4	„	„	1,2	„	„
3	„	„	1,9	„	„
2	„	„	2,15	„	„

geschöpft. Hierdurch wird stets nahezu dieselbe Betriebsarbeit der Dampfmaschine beansprucht, die daher entsprechend dieser regelmäßigen Leistung zu berechnen ist. Allerdings geht durch das Aus- und Ankuppeln der Räder Zeit verloren, das Ausschöpfen bestimmter Wassermengen dauert bei größeren Hubhöhen um so länger und es kann der Betrieb zur schnellen Bewältigung großer Wassermengen nicht verstärkt werden.

Die Anordnung mehrerer Räder nebeneinander ist vielfach auch noch deswegen erforderlich, um nicht zu breite Räder zu erhalten, bei welchen die Radwelle zittert und dann entweder die Schaufeln am Gerinne schleifen oder der Spielraum zwischen diesem und dem Rad entsprechend größer genommen werden muß.

Die älteren Wurfräder sind ganz in Holz mit ebenen Schaufeln ausgeführt. Einige Arme umfassen die Holzwände und sind an den Kreuzungsstellen ineinander verzapft und noch durch doppelte Riegel und Reifen miteinander verbunden, welche zur Befestigung der übrigen Schaufeln dienen; auch ältere Overmarssche Räder zeigen Holzbau. Bei den neueren Ausführungen wird zum Bau nur Eisen verwendet, ausgenommen für die ebenen Schaufeln, welche gewöhnlich aus Holz hergestellt werden.

Eine Anordnung der letzten Art ist für die sechs Wurfräder des Schöpfwerkes zu Katwijk aan Zee zur Ausführung gekommen (vgl. Fig. 24 u. 25). Die Dampfmaschine von 615 PS. Nutzleistung steht in der Mitte der Anlage und treibt durch zwei Zahnradvorgelege zwei schmiedeeiserne Wellen, auf welchen je 3 Räder von 9 m Durchmesser und 2,45 m Schaufelbreite sitzen und deren Dicke von 510 mm am ersten Rade bis auf 410 mm am letzten abnimmt. Jedes Rad ist mit drei gußeisernen, durch Winkeleisen gegenseitig verbundenen Armsternen versehen, an deren Kranz schräg zum Umfange Winkeleisen befestigt sind, auf welche die Schaufelbretter geschraubt werden.

Auch die im Jahre 1885 fertiggestellte großartige Schöpfwerkanlage zu Atfeh in Ägypten, durch welche zur Bewässerung von Ländereien in 24 Stunden 2500000 cbm Wasser aus dem Nil genommen und je nach dem Stand desselben 0,5 m bis 2,6 m hoch gehoben werden, enthält eiserne Räder mit ebenen Holzschaufeln. Die Anlage wurde als Ersatz eines Pumpwerkes eingerichtet; die vier Zwillings-Balanciermaschinen des letzteren wurden beibehalten und treiben nunmehr 4 Räder von 10 m Durchmesser, von denen zwei 3 m und die anderen 3,6 m breit sind.

Diese Räder tauchen beim niedrigsten Wasserstand 1,7 m tief ein und erhalten eine Umfangsgeschwindigkeit von 2,29 m. Die breiteren

Räder haben 5, die schmaleren 4 Armsterne, von denen jeder 10 Arme enthält, die aus U-Eisen gebildet sind. Achtzig Schaufeln aus Tannenholz sind tangential zu einem Kreise von 2 m Durchmesser gestellt und werden durch vier Winkeleisenringe untereinander versteift. Das Kropfgerinne ist in Mauerwerk ausgeführt und mit gußeisernen bearbeiteten Platten so ausgelegt, daß der Spalt zwischen Rad und Gerinne nur 5 mm beträgt.

Es sind ferner zwei Verbund-Dampfmaschinen aufgestellt, durch welche weitere vier Räder von 10 m Durchmesser, 3,7 m Schaufelbreite und 2 m Kranzbreite mit doppeltem Zahnradvorgelege getrieben werden. Diese Räder tauchen beim niedrigsten Wasserstand 1,2 m tief ein, die Zahl der Schaufeln und die Einrichtung ist gleich der der vorbeschriebenen Räder; die Umfangsgeschwindigkeit beträgt 0,9 m, was einer Umdrehungszahl von 1,72 in der Minute entspricht. Jedes der letztbeschriebenen Räder kann bis zu 144 cbm Wasser bei einer Umdrehung heben, jedes der erstbeschriebenen 146 bezw. 175 cbm.

Räder, welche nahezu vollständig aus Schmiedeisen hergestellt sind, besitzt das Schöpfwerk zu Fünfhausen a. d. Elbe (vgl. Fig. 26 u. 27). Eine Zwillings-Dampfmaschine von 25 PS. Nutzleistung treibt durch ein Zahnradvorgelege mit dem Umsetzungsverhältnis 1 : 8 eine Stahlwelle von 200 mm Durchmesser, mit welcher die gußeisernen Wellen zweier Schöpfräder, deren Anordnung aus Fig. 26 und 27 ersichtlich ist, gekuppelt werden; für die größere Hubhöhe, welche zwischen 1,15 m und 2,3 m wechselt, wird nur ein Rad betrieben. Durch seitlich an den Schaufelkanten und dem Trommelumfang befestigte Holzleisten wird ein möglichst dichter Anschluß an das Gerinne erreicht. Die Figuren geben die Abmessungen der Einzelteile an.

Die Räder mit Overmars-Schaufeln werden bei neueren Anordnungen ganz in Eisen ausgeführt, wie die Fig. 31 und 32 zeigen. Zum möglichst dichten seitlichen Abschluß sind wiederum an den seitlichen Schaufelkanten und dem Trommelumfang Holzleisten *a* befestigt, welche abgedreht werden.

Bei der Wahl zwischen Wurf- und Pumprädern, also zwischen Rädern ohne und mit voller Trommel, ist, abgesehen von dem bereits besprochenen Verhältnisse zwischen Hubhöhe und Raddurchmesser, zu beachten, daß die ersteren Räder sich für wechselnde Hubhöhe weniger gut als die Pumpräder eignen. Die Wurfräder sind also unzweckmäßig, wenn sehr hohes Außenwasser die günstige Hubhöhe übersteigt und der Betrieb während dieser Zeit nicht ausgesetzt werden kann.

Für wechselnde Umdrehungsgeschwindigkeit eignen sich die Wurfräder besser als die Pumpräder, da letztere bei schnellem Lauf den zur Verminderung des Wirkungsgrades führenden Übelstand des Mitschleppens von Luft in den Schaufelräumen zeigen. Bei den Wurfrädern entspricht die geförderte Wassermenge der Eintauchung des Rades, bei den Pump-

Schöpfräder-Anlagen mit Dampfmaschinenbetrieb.

Ort der Aufstellung	Jahr der Ausführung	Zahl und Art der Räder	Äußere Raddurchmesser m	Radbreite m	Umdrehungszahl in der Minute	Umfangsgeschwindigkeit m	Förderhöhe m	Geförderte Wassermenge für 1 Rad und 1 Sekunde cbm	Betriebsstärke der Dampfmaschine PS	Nähere Beschreibung
Entwässerungsgenossenschaft Vogtei Neuland (Hannover)	1875	2 Pump.-R.	7,82 (6,0) 10 Sch.	1,5	4	1,64	—	—	—	Zeitschrift f. Bauwesen 1884 S. 279
Fliegenberg a. d. Oberelbe	1874	2 „	7,82	1,5	—	—	—	2,1	70—80	Zeitschrift des Arch.- u. Ing.-Vereins in Hannover 1879 S. 365
Fünfhausen a. d. Elbe . .	1882	2 „	6,4.16 Sch.	1,0	3	1,0	1.15—2,3	0,56	25	„ 1882 S. 191
Polder Beschveld en May	1872	2 „	6,6 (4,8)	2,0 u. 1,0	5	1,73	0,8—2,7	2,4 u. 1,2 bei H min	—	„ 1879 S. 365
Mastenbroek-Polder bei Kampen	1878	3 „	7,2 (5,0) 24 Sch.	1 zu 2,4 2 „ 1,1	—	—	—	2,9 u. 1,3	97	„ 1879 S. 365
de Vliert en Ertveld-Polder bei Hertogenbosch . .	1883	2 „	7,0 (4,8) 10 Sch.	2,0 u. 1,0	4	1,47	0,4—3,0	—	45	„ 1884 S. 258
van der Eijgen-, Empel- und Meerwijk-Polder bei Hertogenbosch	1883	6 „	6,8 (4,0)	3,0	4	1,42	3—3,5	4,3	180	„ 1884 S. 259
Zeeburg	1878	8 Wurf-R.	8,0	—	4,75	1,98	1,3 im Mittel	—	—	
Zuidplas-Polder bei Rotterdam	1875	1 „	10,2 31 Sch.	—	4,5	2,4	3,5	1,93	90	„ 1884 S. 264
Katwijk aan Zee bei Leiden	1881	6 „	9,0. 24 Sch.	2,45	4,5	2,1	1,25—2,1	5,6 b. H min.	615	„ 1884 S. 261
Neuere Anlage bei Gouda	1873	2 Wurf-R. 2 Rijk-R. 2 Overmars	7,88 (5,94) 12 Sch.	—	4	1,6	0,5—2,15	1,8	175	
Atfeh (Ägypten)	1885	8 Wurf-R.	10,0 80 Sch.	2 zu 3,0 2 „ 3,6 4 „ 3,7	2,29 1,72	1,2 0,9	0,5—2,6	bis 5,6 „ 6,7 „ 4,1	—	Le Génie civil 1886 Bd. X S. 72

rädern dem radialen Abstand des Radumfanges vom Trommelmantel; für wechselnde Unterwasserstände sind daher die Wurfräder weniger zweckmäßig als die Pumpräder. Die bei Wurfrädern durch den Rückfluß des Oberwassers in die den Aufleiter verlassenden Schaufeln entstehenden, den Wirkungsgrad beeinträchtigenden Wirbel kommen bei den Pumprädern nur in geringem Maße vor. Dagegen kann bei den letzteren infolge der kleineren Raddurchmesser die Schaufelform nicht so günstig gestaltet werden als bei den Wurfrädern, so daß die bereits erwähnten Übelstände, namentlich das Zurückdrängen des Wassers beim Eintritt und das Aufwerfen beim Austritt, in verstärktem Maße auftreten.

Die geringere Umdrehungsgeschwindigkeit der Pumpräder erfordert eine sehr sorgfältige Ausführung des Gerinnes, da sonst der durch den Rückfluß entstehende Wasserverlust erheblich wird; ferner ergeben sich größere Radbreiten und dadurch erhöhte Anlagekosten.

Gegenüber den Schöpfrädern, Wasserschnecken und Wasserschrauben haben die Wurf- und Pumpräder den Vorteil, daß sie das Wasser nicht höher heben als es notwendig ist, daß also der Vorteil niedrigen Außenwasserstandes ausgenutzt werden kann. Den Wurf- und Pumprädern ist, wie allen Schöpfwerken der Nachteil eigen, daß sie nur langsam laufen dürfen, daß also einerseits zwischen der treibenden Kraftmaschine und dem Rad eine Geschwindigkeitsumsetzung eingeschaltet werden muß, und ferner, daß die Leistungsmenge durch schnelleren Gang nicht erhöht werden kann. Mit zunehmender Geschwindigkeit sinkt der Wirkungsgrad der Wurf- und Pumpräder bedeutend. Die vorstehende Tafel enthält Angaben für einige Anlagen von Wurf- und Pumprädern. Ein von Runde in der Zeitschrift für Bauwesen 1884, S. 279 veröffentlichtes Verzeichnis der in Preußen bestehenden Schöpfwerkanlagen läßt leider für die Wurfräder die Angaben der Radabmessungen und Radgeschwindigkeit vermissen.

Beachtenswerte Mitteilungen über die besonders in Norddeutschland ausgeführten Schöpfwerksanlagen enthalten folgende Abhandlungen von Post: „Wasserwirtschaft in den norddeutschen Seemarschen und Verbesserung derselben durch Dampfkraft", Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover 1894, Heft 4, und „Über die verschiedenen Arten von Dampfschöpfwerken zur Entwässerung von Niederungen", Zeitschrift für Bauwesen 1894, S. 267 und 395.

Die **Wasserschraube** ist bei Entwässerungsanlagen noch gelegentlich in Anwendung. Die Wirkungsweise ist diejenige der Wasserschnecke; die Einrichtung unterscheidet sich von derjenigen der letzteren nur dadurch, daß hier die in Holz oder Eisen hergestellte Schraube sich mit Spielraum in einem festen, oben offenen Gerinne bewegt. Dieser Spielraum kann bei genauer Ausführung bis auf 5 mm gebracht werden und es wird natürlich der durch Zurückfließen entstehende Flüssigkeitsverlust um so kleiner, je geringer der Spielraum gemacht wird.

Das Gerinne wird in Mauerwerk, Holz oder Eisen hergestellt. Eine Anordnung der ersteren Art zeigt Fig. 35, welche die Einrichtung für die Entwässerung des Prinz Alexander-Polders bei Rotterdam verdeutlicht.

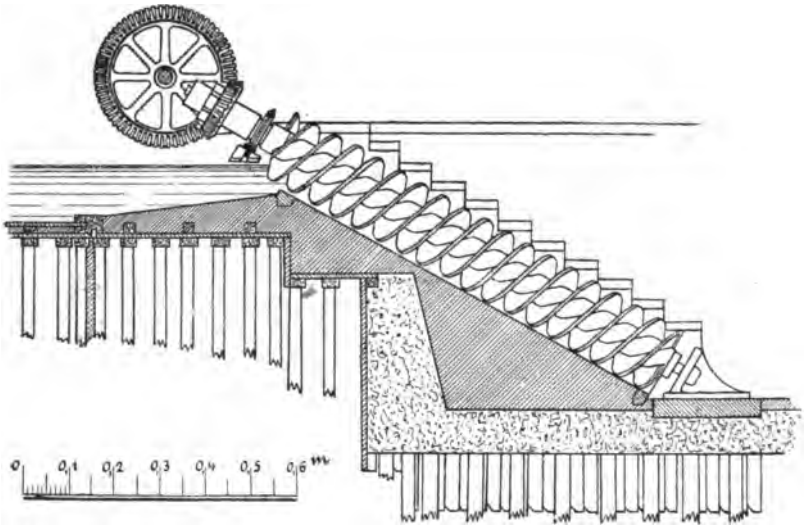


Fig. 35.

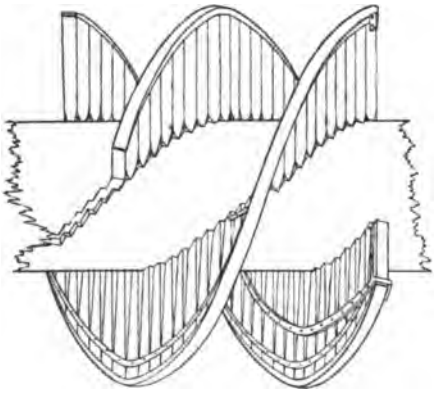


Fig. 36.

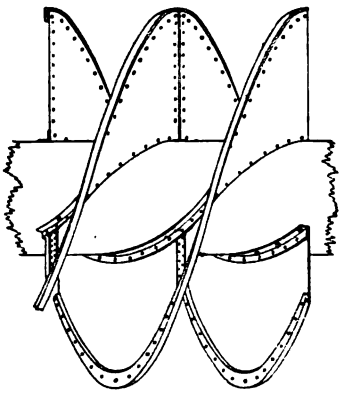


Fig. 37.

Hierbei treibt eine Dampfmaschine von 60 PS. zwei dreigängige Schrauben von 1,5 m Durchmesser und 10,5 m Länge. Die Schraube wird, falls sie in Holz angeordnet ist, wie das Gewinde der Wasserschnecke aus einzelnen windschiefen Brettstücken zusammengesetzt oder, wie Fig. 36 zeigt, aus schmalen kreisausschnittförmigen Holzstücken gebildet, die sich über-

decken, in die hölzerne Welle eingezapft und durch Bandeisen gegenseitig verbunden sind. Diese Formung wurde bei den Schrauben der vorgenannten Anlage zur Ausführung gebracht, als die vorher vorhandenen eisernen Schrauben sich durchgeschlagen hatten und ersetzt wurden. Die Einrichtung einer durch Eisenblech hergestellten Schraube ist durch Fig. 37 verdeutlicht; hierbei ist die Welle, welche gleichfalls aus Blech oder auch aus Gußeisen gebildet werden kann, aus Holz hergestellt. Die eiserne Schraube wird an der Außenkante mit Holzleisten versehen, welche genau abgearbeitet werden können, um den erwähnten Spielraum zwischen Schraube und Gerinne möglichst gering zu erhalten. Bezüglich der Abmessungen der einzelnen Teile, der Neigung der Welle gegen die Wagrechte, der Gängigkeit der Schraube und des Neigungswinkels derselben gelten dieselben Bedingungen wie bei der Wasserschnecke. Bei der Wasserschraube kommt jedoch noch in höherem Grade als bei der Schnecke in Betracht, daß die Welle, da sie zwischen den Lagern nicht gestützt werden kann, kräftig genug gemacht werde, um der Verdrehung wie der durch Eigengewicht der Schraube und Wasserdruck entstehenden Biegungsbeanspruchung entsprechend Widerstand leisten zu können.

Für wechselnde Förderhöhe ist die Wasserschraube ebenso wenig wie die Wasserschnecke geeignet, da bei beiden der Ausguß in seiner Höhenlage nicht verändert werden kann, also stets für den höchsten Außenwasserstand angeordnet werden muß und dann auch bei niedrigem Stand das Wasser auf dieselbe Höhe gefördert wird. Ein wechselnder Innenwasserstand verursacht bei der Wasserschraube keine Verschiedenheit in der Art der Förderung, bei der Tonnenmühle jedoch kommt die Eintrittsöffnung des Mantels mehr oder weniger unter Wasser und ändert sich dadurch der Wirkungsgrad etwas, wie schon erwähnt wurde.

Wegen der schrägen Lage nehmen die Wasserschrauben viel Platz ein, erfordern also teuere Grundbauten. Für große Dampfschöpfwerke wird daher diese Maschine nur noch wenig angewendet.

2. Leistung der Schöpfwerke.

Die Flüssigkeitsmenge Q, welche von einem Schöpfwerk beliebiger Art in der Sekunde auf die Hubhöhe H gefördert wird, ergibt sich zu

$$Q = \mu m q.$$

In dieser Gleichung bedeutet q die Flüssigkeitsmenge, welche von einem Gefäß oder einer treibenden Fläche in Verbindung mit dem festen Gerinne geschöpft wird, m die Zahl dieser einzelnen Flüssigkeitsmengen, welche in der Sekunde in das Abflußgerinne ausgegossen werden, μ den volumetrischen Wirkungsgrad, das ist das Verhältnis der wirklich geförderten Flüssigkeitsmenge zu derjenigen, welche gefördert werden würde,

wenn keine Wasserverluste einträten. Diese theoretische Fördermenge ist mq. Die Flüssigkeitsverluste entstehen bei den mit Gefäßen ausgerüsteten Schöpfwerken durch Undichtheit der Gefäße, durch Ausgießen während der Förderung infolge zu großer Fördergeschwindigkeit und dadurch entstehenden Schwankens des Flüssigkeitsspiegels in den Gefäßen, ferner durch schlechte Anordnung des Ausgusses, so daß hierbei ein Teil der Flüssigkeit nicht in das Abflußgerinne gelangt, sondern nach dem Zulaufgerinne zurückfällt. Bei den Maschinen zur schöpfenden Förderung mittelst bewegter Flächen kann dieser letztgenannte Flüssigkeitsverlust nur bei dem Scheibenwerk (Kettenpumpe) eintreten, bei allen Maschinen dieser Gruppe entsteht aber ein ziemlich beträchtlicher Verlust durch Zurückfließen von Flüssigkeit in den Spalträumen zwischen den treibenden Flächen und dem Gerinne.

Die genannten, bei den mit Schöpfgefäßen ausgerüsteten Schöpfwerken möglichen Flüssigkeitsverluste können vermieden werden, so daß der volumetrische Wirkungsgrad μ für diese Gruppe von Schöpfwerken, gute Ausführung und mäßige Fördergeschwindigkeit vorausgesetzt, gleich 1 gesetzt werden darf. Der Spaltverlust bei der zweiten Gruppe von Schöpfwerken ließe sich nur durch vollkommen dichten Schluß der treibenden Fläche am Gerinne vermeiden, hieraus würde sich aber, abgesehen von der Schwierigkeit der Herstellung, ein beträchtlicher Reibungswiderstand ergeben, andererseits die Gefahr eines Klemmens der treibenden Fläche entstehen, so daß stets ein gewisser Spielraum angeordnet wird. Der hierdurch eintretende Spaltverlust wird von der Breite dieses Spielraums und der Höhe der darüber stehenden Flüssigkeitssäule abhängen. Eine genaue Berechnung dieses Spaltverlustes findet sich für Wasserräder in dem Werke von Bach „Die Wasserräder“ und kann nach derselben auch der Spaltverlust bei den Wurf- und Pumprädern bestimmt werden; für die Kettenpumpe findet sich eine derartige Berechnung in Herrmanns Neubearbeitung von Weisbachs Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, III. Teil, II. Abt. S. 802. Indem auf diese Ausführungen verwiesen werden möge, sei hier angegeben, daß der volumetrische Wirkungsgrad bei guten Ausführungen von Schöpfwerken der zweiten Gruppe zwischen 0,8 und 0,9 gesetzt werden kann. Die Zahl m kann in jedem Falle leicht bestimmt werden. Beim Eimerwerk und bei der Kettenpumpe ist

$$m = \frac{v}{a},$$

wobei v die Geschwindigkeit der Förderkette, a der Abstand zweier Gefäße oder zweier treibender Flächen voneinander ist. Bei den Schöpf-, Wurf- und Pumprädern ergibt sich

$$m = \frac{n\,z}{60},$$

wenn mit z die Zahl der Gefäße oder Schaufeln und mit n die Umdrehungszahl des Rades in der Minute bezeichnet wird.

Für die Wasserschnecke und die Wasserschraube ist auch $m = \frac{n z}{60}$, wobei hier z die Anzahl der Schraubenwindungen und n wiederum die Umdrehungszahl in der Minute bedeutet.

Die Flüssigkeitsmenge q ist entweder aus der Zeichnung oder durch Rechnung zu ermitteln. Im allgemeinen ist q von der Form der schöpfenden Zelle und der Lage derselben in dem Augenblick, in welchem sie das Unterwasser verläßt, oder in welchem das Einfließen aufhört, abhängig. Bei den Eimerwerken, Schöpf-, Trommel- und Schneckenrädern ist daher der Wert von q zweckmäßig durch Aufzeichnen der Gefäßform in der bezeichneten Lage zu finden. Zur Bestimmung der Fördermenge q von

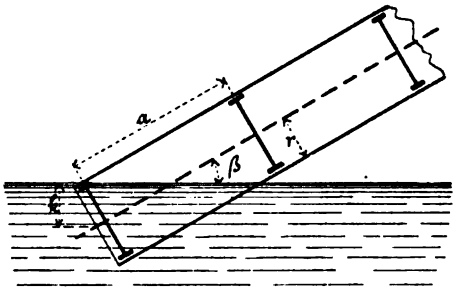


Fig. 38.

Kettenpumpen mit schrägem, oben offenem Gerinne bezeichne k die Eintauchtiefe des Gerinnes, gemessen vom Wasserspiegel bis zum Mittelpunkt der Eintrittsöffnung, f den Querschnitt der Förderscheiben von rechteckiger oder kreisförmiger Form, β den Neigungswinkel des Gerinnes und es sei vorausgesetzt, daß die Eintrittsöffnung des Gerinnes sich vollständig unter Wasser befinde, daß also (Fig. 38)

$$k \geqq r \cos \beta$$

sei. Dann beträgt die geförderte Flüssigkeitsmenge

$$q = \frac{r}{\operatorname{tg} \beta} f,$$

wenn der Abstand a zweier Scheiben so groß ist, daß der Flüssigkeitsspiegel in dem Augenblick, wo die treibende Scheibe aus dem Wasser herauszutreten beginnt, die vorausgehende Scheibe nicht mehr trifft, d. h. wenn

$$a \geqq \frac{2 r}{\operatorname{tg} \beta}$$

ist.

Ist aber

$$a < \frac{2\,r}{\operatorname{tg}\beta},$$

so berührt die Flüssigkeit die vorlaufende Schaufel und es wird für diesen Fall für ein Steigrohr von rechteckigem Querschnitt $2\,r\,b$

$$q = a\,b\left(2\,r - \frac{a}{2}\operatorname{tg}\beta\right),$$

für den kreisförmigen Querschnitt $\pi\,r^2$

$$q = \frac{r^3\pi}{\operatorname{tg}\beta} - \frac{1}{3\operatorname{tg}\beta}\left[\sqrt{r^2 - (a\operatorname{tg}\beta - r)^2}\,(2\,r^2 + (a\operatorname{tg}\beta - r)^2)\right.$$
$$\left. - 3\,r^2\,(a\operatorname{tg}\beta - r)\arccos\frac{a\operatorname{tg}\beta - r}{r}\right].$$

Für die Wurf- und Pumpräder läßt sich aus der Schaufelform und der Eintauchtiefe wohl auch in jedem Falle die Flüssigkeitsmenge q bestimmen; es ist jedoch für die Rechnung einfacher, unmittelbar die bei einer Umdrehung geförderte Flüssigkeitsmenge zu bestimmen. Dieselbe ist bei den Pumprädern unter Vernachlässigung des Einflusses der Schaufelstärke gleich dem Inhalt des Schaufelringes, da die Trommel stets in das Unterwasser eintauchen soll. Wird deren Durchmesser mit D_1, der äußere Durchmesser des Schaufelkranzes mit D, die Schaufelbreite mit B bezeichnet, so ist unter Einführung des volumetrischen Wirkungsgrades μ

$$Q = \mu\,\frac{\pi\,(D^2 - D_1^2)}{4}\,B\,\frac{n}{60}.$$

Für die Wurfräder berechnet sich Q in gleicher Weise, jedoch nur unter einer, wenn auch zulässigen Ungenauigkeit; es wird, wenn die lotrecht gemessene Eintauchtiefe der Schaufeln a ist,

$$Q = \mu\,\pi\,\frac{(D^2 - (D - 2\,a)^2)}{4}\,B\,\frac{n}{60} = \mu\,a\,B\,\pi\,(D - a)\,\frac{n}{60}.$$

Für Überschlagsrechnungen kann die angenäherte Formel

$$Q_n = \mu\,a\,B\,v$$

benutzt werden, wobei v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades bezeichnet.

Für die Wasserschnecke und die Wasserschraube kann der Inhalt q eines flüssigkeitführenden Gewindebogens nicht auf einfachem Wege bestimmt werden, da die körperliche Gestalt, welche die Flüssigkeitsmenge in der Schraube annimmt, von Zylinder- und Schraubenflächen und einer wagrechten Ebene begrenzt wird. Professor Herrmann hat in Weisbachs Ingenieur- und Maschinen-Mechanik (III. Teil, II. Abt., S. 819) eine graphische Ermittelung für q angegeben, auf welche hingewiesen sein

möge. Formeln, nach welchen q berechnet werden kann, wurden schon von Eytelwein, Bernoulli, Euler, Navier, Pitot aufgestellt, fernerhin auch von Grahn, Köpcke und Kröhnke. Da die Formeln der beiden letztgenannten gut mit der Praxis stimmende Ergebnisse liefern, so seien sie hier angeführt.

Die Formel von Köpcke lautet (siehe Zeitschrift des Arch.- und Ing.-Vereins zu Hannover 1860, S. 263)

$$q = a\,F\left(\frac{\pi}{2} - \operatorname{arc}\,(\alpha_m + \beta)\right),$$

wobei a den Abstand zweier Gänge längs der Achse gemessen, β den Neigungswinkel der Schraubenwelle gegen die Wagrechte, α_m den mittleren Neigungswinkel der Schraubenfläche bedeutet; F ist die Querschnittsfläche der Flüssigkeitsfüllung bei wagrecht gedachter Lage der Schnecke und ist zu bestimmen aus

$$F = R^2\left(\frac{\pi}{2} + \operatorname{arc\,sin}\frac{r}{R}\right) + r\sqrt{R^2 - r^2} - r^2\pi;$$

R und r sind die Radien der Schraube und der Spindel.

Für $r = 0{,}4\,R$ wird

$$F = 1{,}846\,R^2,$$

da ferner bei einer z-gängigen Schraube von der Steigung s

$$a = \frac{s}{z} = \frac{R + r}{2\,z}\,2\,\pi\,\operatorname{tg}\,\alpha_m,$$

so wird für $\alpha_m = 30^0$ und $r = 0{,}4\,R$

$$a = \frac{2{,}538\,R}{z};$$

unter Annahme von $\beta = 30^0$ wird dann

$$q = \frac{2{,}453\,R^3}{z}.$$

Die in der Sekunde geförderte Flüssigkeitsmenge Q wird unter den genannten Annahmen somit nahezu

$$Q = \mu\,m\,q = \mu\,\frac{n}{60}\,2{,}45\,R^3 = 0{,}0408\,\mu\,n\,R^3.$$

Kröhnke entwickelt am angegebenen Orte die Formeln

$Q = 0{,}7017\,R^3$ für viergängige Schrauben,

$Q = 0{,}736\,R^3$ für fünfgängige Schrauben,

unter der Voraussetzung, daß $R = 3\,r$, $\alpha_i = 45^0$, $\beta = 30^0$ und die Zahl der Umdrehungen $= \frac{21}{R}$ genommen wird. Unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von 0,84 ergeben sich die Werte nachstehender Zahlentafel:

Durchmesser der Schnecke m	Umdrehungszahl in der Minute	Geförderte Flüssigkeitsmenge in der Sekunde cbm	Betriebsstärke für 1 m Hubhöhe PS	Durchmesser der Schnecke m	Umdrehungszahl in der Minute	Geförderte Flüssigkeitsmenge in der Sekunde cbm	Betriebsstärke für 1 m Hubhöhe PS
0,2	210	0,007	0,11	1,3	32	0,296	4,70
0,3	140	0,016	0,25	1,4	30	0,344	5,46
0,4	105	0,028	0,44	1 5	28	0,395	6,27
0.5	84	0,044	0,70	1.6	26	0,449	7,13
0,6	70	0,063	1,00	1,7	25	0,508	8,06
0,7	60	0,085	1,35	1,8	23	0,568	9,00
0,8	52	0,112	1,78	1,9	22	0,633	10,05
0,9	46	0,142	2,25	2,0	21	0,702	11,15
1,0	42	0,175	2,78	2,1	20	0,774	12.29
1,1	38	0,212	3,37	2,2	19	0,849	13,48
1.2	35	0,253	4,00	2,3	18	0,928	14,73

Malmedie empfiehlt (Prakt. Maschinenkonstrukteur 1870, S. 258) die Flüssigkeitsmenge Q aus der Formel

$$Q = 0{,}3 \cdot \frac{n}{60} \pi R^2 \cdot s$$

zu berechnen, welche genügend genaue Ergebnisse liefern soll.

Die Nutzleistung eines Schöpfwerkes beliebiger Art ergibt sich in mkg und für eine Sekunde zu $\gamma Q H$, da in der Sekunde ein Flüssigkeitsgewicht γQ, mit γ das Gewicht eines Kubikmeters der zu fördernden Flüssigkeit bezeichnet, auf die Höhe H zu heben ist.

Die Arbeit, welche am Schöpfwerk aufgewendet werden muß, um diese Nutzleistung zu erhalten, ist um den Betrag der Arbeitsverluste größer, als diese. Letztere rühren von dem Widerstande her, welchen das schöpfende Gefäß oder die treibende Fläche bei dem Durchgang durch die Flüssigkeit erfährt, ferner von den Reibungswiderständen der bewegten Teile des Schöpfwerkes; ein weiterer Arbeitsverlust ergibt sich daraus, daß die Trägheit der Flüssigkeitsmasse überwunden werden muß, also derselben eine gewisse Geschwindigkeit erteilt wird, die nur, wenn eine Wurfbewegung beabsichtigt ist, teilweise wieder zur Ausnutzung kommt. Dieser Arbeitsverlust ist, wenn v die Geschwindigkeit der bewegten Gefäße oder Flächen bezeichnet,

$$\gamma Q \frac{v^2}{2g}.$$

Um ferner ein ungehindertes Ausgießen der geförderten Flüssigkeit zu erhalten, muß dieselbe höher gehoben werden, als die Förderhöhe angibt, hierdurch entsteht wiederum ein Arbeitsverlust.

Eine genaue Bestimmung dieser sämtlichen Arbeitsverluste ist nicht möglich; es müssen hier Erfahrungszahlen benutzt werden, welche sich zu

dem Wirkungsgrad η zusammenfassen lassen, so daß die in das Schöpfwerk einzuleitende Arbeit in mkg

$$L = \frac{\gamma Q H}{\eta},$$

in Pferdestärken

$$N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta}$$

ist. Für η sind die bei den Beschreibungen der einzelnen Schöpfwerke angegebenen Werte zu benutzen.

Verdrängerpumpen.

Bei diesen Pumpen erfolgt die Flüssigkeitsförderung durch einen meist zylindrischen oder scheibenförmigen Körper, durch dessen Bewegung die Flüssigkeit aus dem Pumpenraum verdrängt wird, während gleichzeitig oder abwechselnd der durch die Bewegung des Verdrängers im Pumpenkörper frei werdende Raum sich unter der Wirkung des Atmosphärendrucks mit Flüssigkeit anfüllt.

Man kann folgende vier Hauptgruppen von Verdrängerpumpen unterscheiden:

I. Kolbenpumpen, mit geradlinig hin- und herbewegtem Verdränger.
II. Flügelpumpen, mit im Kreise hin- und herschwingendem Verdränger.
III. Rotationspumpen, mit stetig sich um eine Achse drehendem Verdränger.
IV. Schraubenkolbenpumpen, mit geradlinig hin- und herbewegtem und gleichzeitig sich drehendem Verdränger.

I. Kolbenpumpen.

A. Theorie der Kolbenpumpen.

1. Die Einrichtung und Wirkungsweise einer Kolbenpumpe.

In dem Pumpenzylinder C, Fig. 39, wird der scheibenförmige Kolben K, welcher sich luftdicht an die Zylinderwand anschließt, auf- und abbewegt. An den Zylinder ist links das Saugventilgehäuse G_s mit dem Saugventil V_s, rechts das Druckventilgehäuse G_d mit dem Druckventil V_d angeschraubt. Vom Saugventilgehäuse bis zum Brunnen

geht die Saugleitung L_s, vom Druckventilgehäuse bis zum Sammelbehälter die Druck- oder Steigleitung L_d.

Die Wirkungsweise der Pumpe ist nun die folgende: Es seien Pumpe und Rohrleitung mit Luft von der Pressung der Atmosphäre angefüllt. Der Wasserspiegel in der Saugleitung steht alsdann in der gleichen Höhe wie der Wasserspiegel im Brunnen, da der Luftdruck innerhalb und außerhalb des Saugrohres gleich groß ist. Der Kolben befinde sich in seiner unteren Totlage. Wird der Kolben in die Höhe

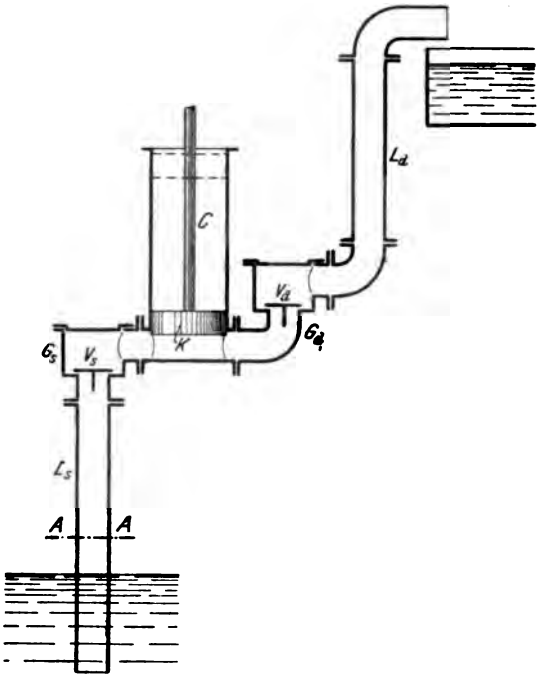


Fig. 39.

gezogen, so vergrößert sich in der Pumpe der Raum unterhalb desselben, die in diesem Raum befindliche Luft dehnt sich aus, gleichzeitig nimmt ihr Druck gegen die Zylinderwände und gegen das Saugventil ab. Die Pressung oberhalb des Saugventils wird kleiner als diejenige unterhalb desselben, wo der Atmosphärendruck herrscht. Ist die Pressung über dem Saugventil durch das Hochziehen des Kolbens auf einen gewissen Betrag gesunken, so wird das Ventil von dem Atmosphärendruck gehoben. Bei weiterem Steigen des Kolbens findet ein Überströmen der Luft aus dem Saugrohr in den Pumpenraum statt, und der Inhaltsvergrößerung des Pumpenraums entsprechend nimmt die Pressung der Luft sowohl im

Pumpenzylinder als auch in der Saugleitung ab. Die Folge ist, daß der Wasserspiegel im Saugrohr steigt, weil die Luftpressung innerhalb des Rohrs kleiner ist, als außerhalb desselben.

Hat der Kolben seine höchste Stellung erreicht, so sei das Wasser im Saugrohr auf die Höhe A-A gestiegen. Da nunmehr keine weitere Inhaltsvergrößerung im Pumpenzylinder stattfindet, so hört das Überströmen der Luft aus der Saugleitung nach dem Pumpenraum auf, und das Ventil schließt sich unter der Wirkung seines Eigengewichtes.

Der Kolben bewegt sich sodann abwärts unter gleichzeitigem Zusammendrücken der im Pumpenraum befindlichen Luft, deren Pressung zunächst auf die Höhe des Atmosphärendrucks und dann weiter steigt, bis das Druckventil gehoben wird und ein Überströmen von Luft in das Druckrohr erfolgt.

Gelangt der Kolben in die tiefste Stellung, so hört dieses Überströmen auf und es schließt sich das Druckventil. Hiermit ist das erste Kolbenspiel beendet.

Bei dem zweiten Aufsteigen des Kolbens tritt wieder eine gewisse Luftmenge aus der Saugleitung in die Pumpe, und es findet infolgedessen ein weiteres Steigen des Wassers in der Saugleitung statt. Die in den Pumpenzylinder eingetretene Luft wird beim Niedergang des Kolbens durch das Druckventil wieder in die Druckleitung gefördert.

Bei jedem Kolbenaufgang steigt das Wasser im Saugrohr um ein Stück höher, bis es schließlich durch das Saugventil in den Pumpenraum eintritt. Ist es so hoch gestiegen, daß bei der tiefsten Kolbenstellung die beiden Ventilkästen und der Zylinderraum ganz von Wasser erfüllt sind, so folgt das Wasser dem Kolben bei seinem Aufgange unter der Wirkung des Drucks der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens. Man nennt diesen Vorgang das Saugen der Pumpe, den Weg des Kolbens während dieses Saugens den Saughub der Pumpe.

Die Wassermenge, welche in den Pumpenzylinder eintritt, ist gleich dem vom Pumpenkolben freigemachten Raum, also gleich dem Produkt aus Kolbenquerschnitt mal Kolbenhub, oder gleich dem Hubvolumen der Pumpe.

Bei dem Niedergang des Kolbens oder dem Druckhub der Pumpe wird die gleiche Wassermenge von dem Kolben aus dem Zylinderraum durch das Druckventil in die Druckleitung gefördert. Mit jedem Druckhub steigt der Wasserspiegel in dieser Leitung höher, bis er schließlich den Ausguß erreicht.

Sind Pumpe und Leitungen ganz mit Wasser angefüllt, so wird eine Wassermenge, welche gleich dem Hubvolumen der Pumpe ist, bei jedem Saughub aus der Saugleitung in den Zylinder und gleichzeitig aus dem Brunnen in die Saugleitung gesaugt, und bei jedem Druckhub aus dem Pumpenzylinder in die Druckleitung gefördert, wobei gleichzeitig eine

gleich große Wassermenge durch den Ausguß nach dem Sammelbehälter abfließt.

Das Wasser wird also bei der betrachteten Pumpe auf zweierlei Weise vom Brunnen auf die Höhe des Ausgusses gefördert: Vom Brunnen bis zur Pumpe durch Saugen, von der Pumpe bis zum Ausguß durch Drücken.

Die mechanische Arbeit, welche verrichtet werden muß, um das Wasser auf die ganze Höhe zu heben, zerfällt demnach in zwei Teile, welche sich hinsichtlich ihrer Größe zueinander verhalten wie die Saughöhe zur Druckhöhe.

Da auf die in der Saugleitung aufsteigende Wassersäule als treibende Kraft nur der Druck der Atmosphäre wirkt, so ist die Höhe, auf welche das Wasser beim Saugen dem Kolben folgen kann, eine begrenzte, und da der Atmosphärendruck dem Druck einer Wassersäule von rund 10 m Höhe entspricht, so kann eine Pumpe theoretisch nur 10 m hoch saugen. In Wirklichkeit wird diese Saughöhe nicht erreicht, weil ein Teil des Atmosphärendrucks zur Überwindung der Widerstände, welche bei der Bewegung des Wassers durch die Rohrleitung und Pumpe entstehen, erforderlich ist.

Die Druckpumpe einer Kolbenpumpe ist theoretisch unbegrenzt; sie beträgt oft mehrere hundert Meter. Ihre Beschränkung erfährt sie durch die begrenzte Widerstandsfähigkeit der zum Pumpenbau verfügbaren Konstruktionsmaterialien.

2. Einteilung der Kolbenpumpen.

Man unterscheidet:

1. Nach der Konstruktion des Kolbens:
   - Pumpen mit Scheibenkolben.
   - Pumpen mit Tauch-, Mönchs- oder Plungerkolben, gewöhnlich Plungerpumpen genannt.
   - Pumpen mit Differentialkolben oder Differentialpumpen.
   - Pumpen mit Ventilkolben oder Hubpumpen.
2. Nach der Wirkungsweise:
   - Einfach- und doppeltwirkende Pumpen.

Die im vorstehenden beschriebene Pumpe ist eine einfachwirkende. Sie saugt und drückt abwechslungsweise bei den aufeinander folgenden Kolbenhüben und es findet nur bei jedem zweiten Kolbenhub ein Wasserausguß statt.

Die doppeltwirkende Pumpe, welche durch den Zusammenbau zweier einfachwirkenden Pumpen bei gemeinschaftlichem Kolben entsteht, saugt und drückt gleichzeitig bei jedem Hub; es tritt daher bei jedem Hub Wasser aus der Mündung des Druckrohres.

Zwischen den beiden angeführten Arten stehen die Pumpen, welche einfach saugend und doppelt drückend wirken.

Da bei den Pumpen mit hin- und hergehendem Kolben die Wasserförderung gewöhnlich teils durch Saugen teils durch Drücken oder Heben erfolgt, so werden sie auch als Saug- und Druckpumpen, bezw. bei Ausrüstung mit Ventilkolben als Saug- und Hubpumpen zum Unterschied von Rotationspumpen usw. bezeichnet.

Ferner gebraucht man die Benennung Saugpumpe bezw. Druck- oder Preßpumpe, wenn die Pumpe vorwiegend Saug- bezw. Druckarbeit zu leisten hat.

3. Nach der Richtung der Zylinderachse:
   Liegende und stehende Pumpen.
4. Nach der Art der Aufstellung:
   Freistehende Pumpen und Wandpumpen.
5. Nach der Anzahl der zu einem Pumpwerk zusammen gebauten gleichen Einzelpumpen:
   Einzylindrige und mehrzylindrige Pumpen (Zwillings-, Drillingspumpen).
6. Nach der Art des Antriebs:
   Handpumpen, Transmissionspumpen, Riemenpumpen, Dampfpumpen, Pumpen mit Antrieb durch Elektromotor, Gasmotor, Wassermotor bezw. Wassersäulenmaschine.
7. Nach der Verwendung:
   Brunnenpumpen, Tiefbrunnenpumpen, Speisepumpen, Fabrikpumpen, Reservoirpumpen, Wasserversorgungsmaschinen, Abteufpumpen, Wasserhaltungsmaschinen usw.

3. Die gebräuchlichsten Bauarten der Kolbenpumpen. Ihre Wirkungsweise und Verwendung.

Es bezeichne:

F den Kolbenquerschnitt in qm,
f den Querschnitt der Kolbenstange in qm,
S den Kolbenhub in m,
n die Anzahl der Doppelhübe oder Umdrehungen in der Minute,
V das vom Kolben aus dem Pumpenzylinder verdrängte Volumen in cbm beim Vorlauf (Aufgang), d. h. derjenigen Bewegungsrichtung des Kolbens, bei welcher die Kolbenstange aus der Stopfbüchse heraustritt,
R das vom Kolben aus dem Pumpenzylinder verdrängte Volumen beim Rücklauf (Niedergang) in cbm,
Q das vom Kolben in der Sekunde verdrängte Volumen in cbm.

Der Kolben verdrängt bei einer Hin- und Herbewegung (Doppelhub, Umdrehung) das Volumen $V + R$.

Macht die Pumpe n Umdrehungen (Doppelhübe) in der Minute, oder $\frac{n}{60}$ Umdrehungen in der Sekunde, so ist das in der Sekunde verdrängte Volumen

$$Q = \frac{(V + R)\,n}{60} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 1$$

Einfachwirkende Pumpen.

Fig. 40 und 41. Liegende und stehende Plungerpumpe.

Beim Vorlauf (Aufgang) saugt der Kolben die Wassermenge F S aus der Saugleitung in den Zylinder, beim Rücklauf (Niedergang) verdrängt

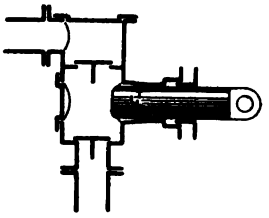


Fig. 40.

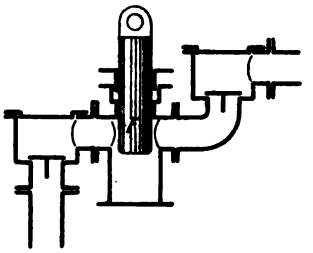


Fig. 41.

er diese Wassermenge nach der Druckleitung. Saugen und Drücken findet also abwechslungsweise statt.

Die Antriebsarbeit der Pumpe beim Vorlauf verhält sich zu derjenigen beim Rücklauf wie die Saughöhe zur Druckhöhe.

Für die Wasserverdrängung nach der Druckleitung ergibt sich:

$$\begin{aligned} V &= 0 \\ R &= F\,S \\ \hline V + R &= F\,S \end{aligned}$$

$$Q = \frac{F\,S\,n}{60} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2$$

Die einfachwirkenden Plungerpumpen werden zur Förderung kleiner wie großer Wassermengen auf alle Förderhöhen verwendet. Bei größeren Wassermengen werden zwei oder drei Pumpen gleicher Konstruktion nebeneinander angeordnet (Zwillingspumpe, Drillingspumpe).

Fig. 42. Hubpumpe mit Ventilkolben. Das Druckventil ist in dem durchbrochenen Kolben untergebracht.

Beim Aufgang saugt der Kolben die Wassermenge F S in den unter ihm befindlichen Zylinderraum, gleichzeitig verdrängt er aus dem

oberen Zylinderraum nach der Druckleitung eine Wassermenge, welche, sofern von dem Vorhandensein der Kolbenstange abgesehen wird, ebenfalls gleich F S ist. Die Pumpe saugt und drückt also gleichzeitig beim Kolbenaufgang.

Beim Niedergang ist das Saugventil geschlossen und das Wasser steht in den beiden Leitungen und der Pumpe still. Der Kolben schiebt sich bei geöffnetem Ventil durch die Wassersäule des Zylinders, eine Wasserförderung findet hierbei nicht statt.

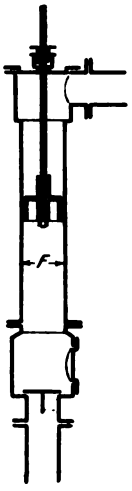


Fig. 42.

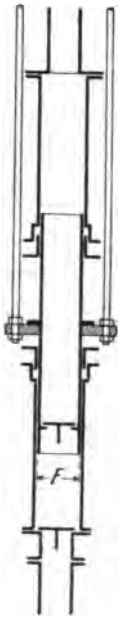


Fig. 43.

Es fällt somit die ganze Förderarbeit der Pumpe auf den Kolbenaufgang und dementsprechend ist ihr Kraftbedarf ein sehr ungleichmäßiger.

Für die Wasserverdrängung ergibt sich:

$$V = F S$$
$$R = 0$$
$$\overline{V + R = F S}$$
$$Q = \frac{F S n}{60} \quad \ldots \quad 3$$

Streng genommen gilt das Vorstehende nur, wenn der Querschnitt der Kolbenstange klein ist im Verhältnis zum Kolbenquerschnitt. Anderenfalls ist die Pumpe als einfach saugend und doppelt drückend anzusehen (siehe S. 46).

Die Hubpumpen sind hauptsächlich als Brunnenpumpen, Tiefbrunnenpumpen und Abteufpumpen in Verwendung, ferner als Warmwasserpumpen bei der Kondensationsvorrichtung von Dampfmaschinen.

Die Abdichtung des Ventilkolbens gegen die Zylinderwand ist bei größerer Druckhöhe nicht mehr zuverlässig, auch ist eine Undichtheit nur durch die Unzulänglichkeit der Wasserlieferung, also meist erst bei großem Fehler bemerkbar; außerdem ist es schwierig, für das Kolbenventil einen genügenden Durchgangsquerschnitt zu erzielen. Diese Übelstände entfallen bei der

Fig. 43. Hubpumpe mit Rohrkolben.

Der Kolben besteht aus einem Rohr, in welches das Druckventil eingebaut ist, und wird durch ein außen liegendes Gestänge bewegt. Die Abdichtung geschieht durch zwei außenliegende und deshalb leicht zugängliche Stopfbüchsen.

Ein Nachteil der Konstruktion im Vergleich zu Fig. 42 ist der wesentlich größere Reibungswiderstand des Kolbens in den Stopfbüchsen.

Die Wirkungsweise der Pumpe ist die gleiche wie diejenige der Pumpe Fig. 42.

Verwendung findet die Konstruktion bei Wasserhaltungspumpen.

Doppeltwirkende Pumpen.

Doppeltwirkende Pumpen entstehen durch die Vereinigung zweier einfachwirkenden Pumpen.

Fig. 44. Liegende Plungerpumpe mit nach innen gekehrten Stopfbüchsen.

Die Konstruktion ist eine Zusammenstellung zweier Pumpen nach Fig. 40 bei gemeinschaftlichem Plunger. Bei jedem Hub saugt die eine Kolbenfläche, während gleichzeitig die andere drückt, und zwar ist die wirksame Kolbenfläche auf der hinteren Pumpenseite F, auf der vorderen (F — f).

Für die Wasserverdrängung nach dem Druckrohre ergibt sich demnach:

$$V = (F - f)\,S$$
$$R = F\,S$$
$$V + R = (2F - f)\,S$$
$$Q = \frac{(2F - f)\,S\,n}{60} \quad . \quad 4$$

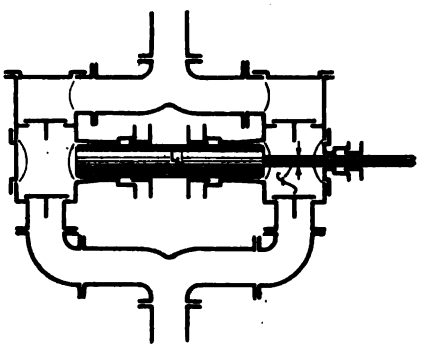


Fig. 44.

Um den Reibungswiderstand des Kolbens zu vermindern, werden die beiden Stopfbüchsen häufig durch eine einzige mit nur einer Dichtungsfläche ersetzt.

Hierbei ergibt sich zugleich eine geringere Baulänge der Pumpe, was auch erreicht wird, wenn man die Stopfbüchse in das Innere des Zylinders verlegt. Die leichte Zugänglichkeit und die Übersichtlichkeit, welche der außenliegenden Stopfbüchse eigen sind, gehen dabei jedoch verloren. Man findet die innen liegende Stopfbüchse deshalb meist nur bei kleinen Pumpen.

Die Anordnung Fig. 44 ist die gebräuchlichste für Wasserwerks- und Wasserhaltungsmaschinen.

Fig. 45 und 46. Liegende Plungerpumpe mit nach außen gekehrten Stopfbüchsen.

Die Konstruktion ist ebenfalls eine Vereinigung von zwei Pumpen nach Fig. 40, aber in umgekehrter Aufstellung. Es sind nur zwei Stopfbüchsen notwendig, während die Anordnung nach Fig. 44 im allgemeinen deren drei bedarf, auch ist die Wasserlieferung und demnach die Antriebsarbeit für Vor- und Rücklauf genau gleich groß. Dagegen ist ein Um-

führungsgestänge notwendig zur Übertragung der Bewegung des vorderen Kolbens auf den hinteren.

Die Wasserförderung erhält man aus:

$$V = F S$$
$$R = F S$$
$$\overline{V + R = 2 F S}$$
$$Q = \frac{2 F S n}{60} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 5$$

Die Anordnung mit Umführungsgestänge wird hauptsächlich bei Pumpen mit großer Druckhöhe (Wasserhaltungsmaschinen, Preßpumpen

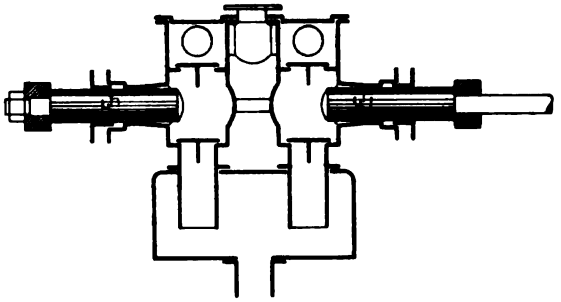


Fig. 45.

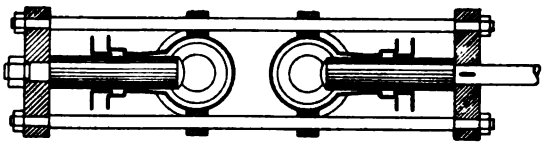


Fig. 46.

zum Speisen von Akkumulatoren und hydraulischen Pressen) gewählt, denn in diesem Fall erhält die Kolbenstange bei einer Anordnung nach Fig. 44 wegen des großen Kolbenwiderstandes einen verhältnismäßig großen Querschnitt, die Pumpenlieferung und der Arbeitsbedarf fallen daher für Vor- und Rücklauf sehr verschieden aus.

Auch für schnelllaufende Pumpen mit Antrieb durch Elektromotor ist die Pumpe mit Umführungsgestänge wegen ihres gleichmäßigen Widerstands in neuerer Zeit beliebt.

Fig. 47. Liegende Pumpe mit Scheibenkolben.

An die Stelle des Plungers der Bauart Fig. 44 tritt ein Scheibenkolben. Dadurch wird eine wesentlich kleinere Baulänge der Pumpe und geringerer Kolbenwiderstand erzielt.

Die Wirkungsweise der Pumpe ist die gleiche wie diejenige der Anordnung Fig. 44.

Diese Bauart wird bei Pumpen für kleinere und mittlere Wassermengen bei mäßiger Förderhöhe (Fabrikpumpen) sehr häufig angewandt. Für größere Druckhöhen eignet sie sich wegen der mangelhaften Abdichtung des Scheibenkolbens nicht.

Fig. 48. Stehende Pumpe mit Scheibenkolben.

Die Konstruktionselemente sind die gleichen wie bei der liegenden Anordnung Fig. 47. Die Bauart hat den Vorteil, daß die Ventile sehr leicht zugänglich sind. Die Pumpe läßt sich aber nicht gedrängt konstruieren, wie z. B. die liegende. Für große Hubzahl ist die Bauart daher nicht geeignet, sie wird gewählt bei mäßiger Förderhöhe und Umdrehungs-

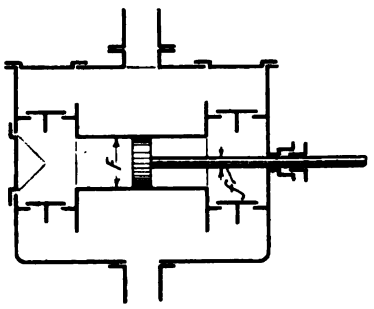


Fig. 47.

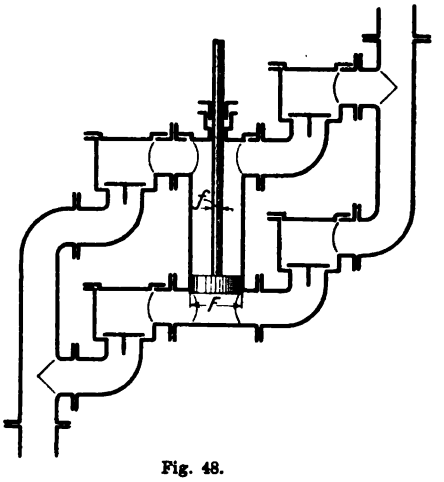


Fig. 48.

zahl, wenn ein besonderer Grund für die Wahl der stehenden Anordnung und der Doppelwirkung vorliegt.

Bei den doppeltwirkenden Pumpen ist der vom Pumpenantrieb zu überwindende Kolbenwiderstand beim Vor- und Rücklauf des Kolbens annähernd gleich groß, während er sich bei den einfachwirkenden Pumpen wie die Saughöhe zur Druckhöhe verhält. Durch die gleichmäßige Arbeitsverteilung sind die Konstruktionsbedingungen für den Antrieb der doppeltwirkenden Pumpen günstigere. Die doppeltwirkende Pumpe braucht allerdings doppelt soviel Ventile als die einfachwirkende; die Größe dieser Ventile, ebenso wie die Größe des Hubvolumens der Pumpe, braucht jedoch nur der Hälfte der zu liefernden Wassermenge zu entsprechen.

Einfach saugende und doppelt drückende Pumpen oder Differentialpumpen.

Fig. 49 und 50. Liegende und stehende Differentialpumpe mit Plungerkolben.

Beim Vorlauf (Aufgang) wird die Wassermenge F S in den hinteren (unteren) Zylinderraum gesaugt und die Wassermenge (F—f) S aus dem vorderen (oberen) Zylinderraum in die Druckleitung verdrängt.

Beim Rücklauf (Niedergang) schiebt die hintere (untere) Kolbenfläche die Wassermenge F S durch das Verbindungsrohr in den vorderen (oberen) Zylinderraum, dabei wird jedoch durch die eindringende Kolbenstange der Betrag f S aus diesem Raum in die Druckleitung weitergedrängt. Die Pumpe arbeitet also beim Vorlauf saugend und zugleich drückend, beim Rücklauf nur drückend.

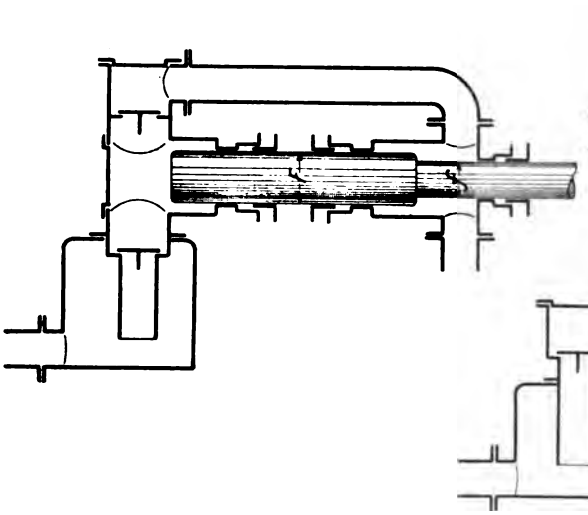


Fig. 49.

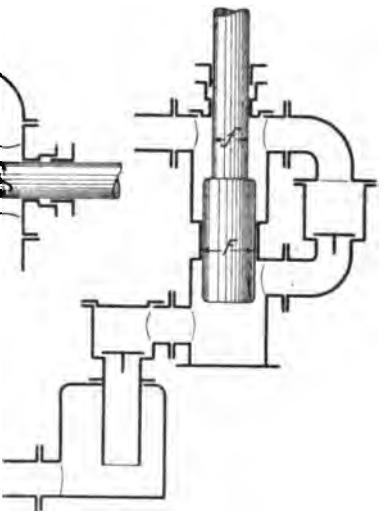


Fig. 50.

Die Wasserlieferung ergibt sich aus:

$$\begin{aligned} V &= (F - f)\,S \\ R &= f\,S \\ \hline V + R &= F\,S \end{aligned}$$

$$Q = \frac{F\,S\,n}{60} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 6$$

Wird der Stangenquerschnitt f gleich der Hälfte des Plungerquerschnittes F gemacht, dann ist die Wasserlieferung der Pumpe beim Vor- und Rücklauf gleich. Es kann aber auch das Verhältnis der beiden Querschnitte F und f so gewählt werden, daß die Antriebsarbeit beim Vor- und Rücklauf gleich groß wird.

Das Verwendungsgebiet dieser Differentialpumpen ist das gleiche wie dasjenige der doppeltwirkenden Pumpe nach Fig. 44.

Fig. 51 und 52. Liegende und stehende Differentialpumpe mit Scheibenkolben.

Die Wirkungsweise ist die gleiche wie bei Fig. 49 und 50.

Die Pumpen dienen dem gleichen Zweck wie die doppeltwirkenden Pumpen Fig. 47 und 48.

Die stehende Differentialpumpe Fig. 52 baut sich weit einfacher als

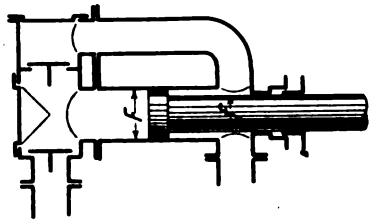


Fig. 51.

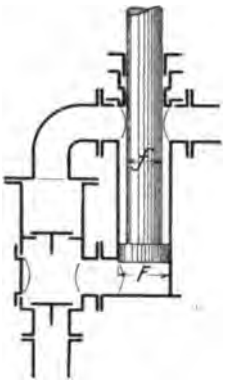


Fig. 52.

die doppeltwirkende Pumpe Fig. 48, doch sind die Ventile nicht so leicht zugänglich.

Fig. 53. Differentialpumpe mit Ventilkolben.

Der bei der einfachwirkenden Hubpumpe bestehende Übelstand, daß beim Aufgang des Kolbens die ganze Saug- und Druckarbeit, beim Niedergang keine Arbeit zu leisten ist, wird durch das Hinzufügen eines Plungers behoben. Beim Aufgang wird die Wassermenge F S von der unteren Fläche des Ventilkolbens angesaugt und gleichzeitig von der oberen Fläche gehoben, sofern der kleine Querschnitt des Gestänges zwischen den beiden Kolben unberücksichtigt bleibt. Der Plunger macht aber im Zylinder einen Raum f S frei, so daß in die Druckleitung nur die Wassermenge (F — f) S tritt. Beim Niedergang schiebt sich der Ventilkolben durch die stillstehende Wassersäule des Pumpenzylinders, während der Plunger die Wassermenge f S aus dem Zylinder verdrängt.

Die Wasserlieferung ist demnach:

$$V = (F - f)\,S$$

$$R = f\,S$$

$$\overline{V + R = F\,S}$$

$$Q = \frac{F\,S\,n}{60} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 7$$

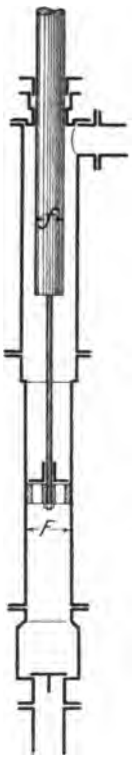


Fig. 53.

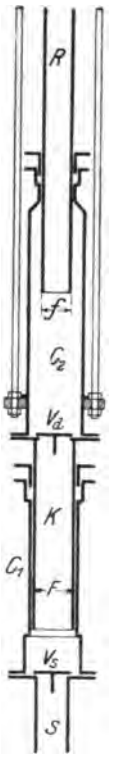


Fig. 54.

Die Pumpe tritt an die Stelle der einfachwirkenden Hubpumpe in Fällen, wo die Förderhöhe groß ist (Tiefbrunnenpumpe).

Fig. 54. Differentialpumpe mit Rohrkolben (Rittingerpumpe).

An den feststehenden Zylinder C_1 mit dem Saugventil V_s ist das Saugrohr S angeschlossen. Der Rohrkolben K vom äußeren Querschnitt F ist nach oben erweitert zu einem Zylinder C_2, dessen Stopfbüchse das feststehende Steigrohr R vom äußeren Querschnitt f umfaßt. Der Rohrkolben wird samt dem Zylinder C_2 und dem Druckventil V_d durch ein Gestänge auf- und abbewegt. Beim Heben des Rohrkolbens wird die Wassermenge F S in den Zylinder C_1 gesaugt, gleichzeitig schiebt sich durch das Heben des Zylinders C_2 das feststehende Steigrohr (Degenrohr) R in diesen Zylinderraum hinein und verdrängt die Wassermenge f S in die Steigleitung.

Beim Niedergang tritt, da das Saugventil geschlossen ist, die Wassermenge F S durch das Druckventil aus dem Zylinder C_1 in den Zylinder C_2 und gelangt durch diesen in das Steigrohr R, aber nur zu einem Teil, der andere Teil dient dazu, den unter dem Steigrohr durch die Abwärtsbewegung des Zylinders C_2 frei werdenden Raum f S auszufüllen, so daß die ins Steigrohr eintretende Wassermenge (F — f) S ist.

Die Wasserlieferung ergibt sich daher aus:

$$V = f\,S$$
$$R = (F - f)\,S$$
$$\overline{V + R = F\,S}$$
$$Q = \frac{F\,S\,n}{60} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 8$$

Derartige Pumpen werden vielfach als Schachtpumpen verwendet; sie gestatten eine größere Druckhöhe als Pumpen mit Ventilkolben und nehmen weniger Raum ein als Plungerpumpen, weil sie einachsig sind, d. h. weil die Mittellinien von Zylinder, Ventilen und Rohrleitungen alle in eine Achse zusammenfallen.

Für gleiche Wasserlieferung müssen bei einer Differentialpumpe die Ventile und das Hubvolumen ebenso groß wie bei einer einfachwirkenden

Pumpe sein. Die Differentialpumpe fällt also größer aus als die doppeltwirkende Pumpe, sie besitzt aber nur halb so viele Ventile wie diese und hat den Vorteil gleichmäßigen Widerstandes mit ihr gemein.

4. Geförderte Flüssigkeitsmenge. Volumetrischer Wirkungsgrad.

Im vorhergehenden Abschnitt wurde die vom Kolben in der Sekunde verdrängte Flüssigkeitsmenge Q für die gebräuchlichsten Pumpenarten bestimmt. Die tatsächlich von der Pumpe gelieferte Wassermenge ist stets kleiner als das vom Kolben verdrängte Volumen, weil gewisse Lieferungsverluste entstehen.

Diese Verluste sind zurückzuführen auf:

1. das verspätete Öffnen und Schließen der Ventile,
2. die Anwesenheit von Luft im Pumpenzylinder, herrührend von dem natürlichen Luftgehalt des Wassers, Undichtheit der Saugleitung, unter Umständen auch von fehlerhafter Konstruktion des Pumpenzylinders,
3. mangelhafte Abdichtung der Stopfbüchsen und des Kolbens,
4. Undichtheit der Ventile.

Zu 1. Solange der Kolben sich in der Druckrichtung bewegt, verdrängt er Wasser und dieses kann nur durch das Druckventil entweichen. Dieses Ventil ist also unter allen Umständen offen, bis der Kolben ans Ende des Druckhubs gelangt, und hat im Augenblick der Kolbenumkehr immer noch einen gewissen Abstand von seinem Sitz, wie im späteren näher nachgewiesen ist.

Geht hierauf der Kolben zurück, so wird sich das Druckventil vollends schließen, und dann erst beginnt die Saugwirkung des Kolbens. Hat aber der Kolben vom Augenblick des Hubwechsels bis zu dem Augenblick, wo das Druckventil schließt, den Weg x zurückgelegt, so wird bei dem Saughub nicht die Wassermenge FS, sondern nur F (S—x) in den Zylinder gesaugt. Durch die Schlußverspätung des Druckventils entsteht also eine Verminderung der angesaugten Wassermenge. Den gleichen Einfluß hat die Schlußverspätung des Saugventils: Findet der Schluß des Ventils erst statt, nachdem der Kolben seine Bewegung umgekehrt und in der Druckrichtung den Weg x_1 zurückgelegt hat, so tritt von der angesaugten Wassermenge F (S—x) der Betrag Fx_1 aus dem Zylinder in die Saugleitung zurück; es wird also von der Pumpe im ganzen nur die Wassermenge $F(S-x-x_1)$ angesaugt und in die Druckleitung gefördert.

Zu 2. Das Wasser im Brunnen hat stets einen gewissen Gehalt an Luft. Da die Flüssigkeitspressung in der Saugleitung vom Brunnen bis zum Pumpenzylinder mit der Saughöhe stetig abnimmt, so scheidet sich

aus dem Wasser bei seinem Aufsteigen in der Saugleitung eine gewisse Luftmenge ab, die um so größer ist, je größer der natürliche Luftgehalt des Wassers im Brunnen ist und je höher gesaugt wird. Die Pumpe fördert also nicht nur Wasser, sondern ein Gemenge von Wasser und Luft. Durch Undichtheit der Saugleitung kann die Luftmenge noch wesentlich vergrößert werden.

Ein weiterer Lieferungsverlust kann infolge fehlerhafter Konstruktion des Pumpenkörpers entstehen, wenn in diesem ein sogenannter Luftsack, d. h. ein Raum vorhanden ist, in welchem die Luft hängen bleibt, anstatt daß sie beim Druckhub des Kolbens durch das Druckventil aus dem Pumpenzylinder entweicht.

Die im Raum L siehe Fig. 55 und 56 befindliche Luft hat während der Saugbewegung des Kolbens eine Pressung, welche gleich der Saug-

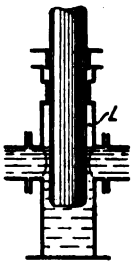


Fig. 55.

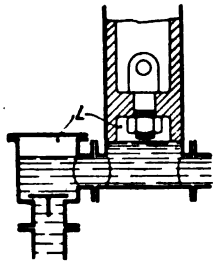


Fig. 56.

spannung im Zylinder ist. Kehrt der Kolben um, so wird diese Luft, sobald sich das Saugventil geschlossen hat, durch die Kolbenbewegung zusammengedrückt, ihre Pressung steigt nicht plötzlich, sondern nach dem Mariotteschen Gesetz allmählich. Der Kolben legt also einen gewissen Weg zurück, bis der Druck im Pumpenzylinder soweit gestiegen ist, daß das Druckventil aufgeht, und dann erst beginnt die Wasserförderung nach der Druckleitung.

Ebenso wird sich beim Saughub der Pumpe zuerst diese Luft wieder ausdehnen, dann erst öffnet sich das Saugventil.

Der durch einen solchen Luftsack entstehende Lieferungsverlust ist um so größer, je größer der Unterschied zwischen der Saugspannung und der Druckspannung, d. h. je größer die Saughöhe und je größer die Druckhöhe ist.

Zu 3. Dichtet die Stopfbüchse am Plunger oder an der Stange des Scheibenkolbens nicht vollständig ab, so wird während des Drückens eine gewisse Flüssigkeitsmenge, welche von der Pumpenlieferung abgeht, durch sie austreten. Ebenso wird beim Saugen der Zylinder nicht vollgesaugt, wenn Luft durch die Stopfbüchse eintreten kann. Ist der Scheibenkolben

einer doppeltwirkenden Pumpe nicht dicht, so tritt bei jedem Hub Wasser von der Druckseite nach der Saugseite über.

Zu 4. Sind die Ventile nicht dicht, so findet beim Saugen ein Rückströmen von Wasser aus der Druckleitung in den Pumpenraum, beim Drücken ein solches aus dem Pumpenraum in die Saugleitung statt.

Aus dem vorstehenden geht hervor, daß auch bei normal arbeitenden Pumpen die tatsächliche Wasserlieferung stets kleiner ist, als das vom Kolben verdrängte Volumen.

Das Verhältnis μ der tatsächlich gelieferten Wassermenge Q_e zur Kolbenverdrängung Q nennt man den volumetrischen Wirkungsgrad oder Lieferungsgrad oder Lieferungskoeffizienten der Pumpe.

Es ist also:

$$\mu = \frac{Q_e}{Q} \text{ oder } Q_e = \mu Q \quad \ldots\ldots\ldots \quad 9$$

Wie vorstehend erläutert, wird die tatsächliche Wasserlieferung einer Pumpe von der Größe der Saug- und der Druckhöhe und von der Beschaffenheit des Wassers beeinflußt. Es ist demnach der volumetrische Wirkungsgrad selbst für eine und dieselbe Pumpenkonstruktion kein feststehender Wert.

Der volumetrische Wirkungsgrad ist auch von der Größe der Pumpe abhängig und zwar ist er bei kleineren Pumpen kleiner, weil die Lieferungsverluste bei diesen verhältnismäßig mehr ausmachen.

Es kann angenommen werden:

$\mu = 0{,}97 \div 0{,}99$ für beste große Pumpen (Wasserversorgungs- und Wasserhaltungsmaschinen).

$\mu = 0{,}90 \div 0{,}95$ für mittelgroße gute Pumpen (Fabrikpumpen).

$\mu = 0{,}85 \div 0{,}90$ für kleine Pumpen in guter Ausführung.

Zwecks Ermittelung des volumetrischen Wirkungsgrads einer ausgeführten Pumpe bestimmt man die Größe Q_e durch Abwägen oder Messen des geförderten Wassers und die Größe Q durch Berechnen der Kolbenverdrängung aus den Abmessungen der Pumpe und ihrer Umdrehungszahl nach den auf Seite 41 und ff. angegebenen Gleihungen.

5. Graphische Darstellung der Pumpenlieferung.

Die Geschwindigkeit, mit welcher sich das Wasser in dem Pumpenraum und den Rohrleitungen bewegt, hängt in jedem Augenblick von der Geschwindigkeit des Kolbens ab. Ist das Bewegungsgesetz des letzteren

gegeben, so lassen sich auch für jeden Augenblick diese Wassergeschwindigkeiten und die Pumpenlieferung bestimmen.

Hat der Kolben vom Querschnitt F qm zur Zeit t, vom Beginn des Hubs gerechnet, die Geschwindigkeit u m, so verdrängt er in der Sekunde die Wassermenge F u cbm, also in dem Zeitelement dt das Volumen

$$dv = F\,u\,dt \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 10$$

und während des ganzen Hubs das Volumen

$$V = \int_{t=0}^{t=T} F\,u\,dt, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 11$$

wenn T die Zeit eines Hubs bedeutet.

Macht der Kolben n Doppelhübe oder 2 n einfache Hübe in der Minute, so ist die Zeit eines Hubs in Sekunden

$$T = \frac{60}{2\,n} = \frac{30}{n},$$

also ergibt sich die Wasserverdrängung während eines Hubs aus

$$V = \int_{t=0}^{t=\frac{30}{n}} F\,u\,dt \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 12$$

Darstellung der Wasserlieferung von Pumpen mit Kurbelantrieb.

Es bedeute

x den Kolbenweg in m,
u die Kolbengeschwindigkeit in m,
k die Kolbenbeschleunigung in m,
r den Kurbelradius in m,
L die Länge der Schubstange in m,
φ den Kurbelwinkel in Graden,
$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel.

Erhält der Kolben seine Bewegung durch ein Kurbelgetriebe, dann ist der Kolbenweg

$$x = r(1 - \cos\varphi) \pm \frac{1}{2} L \left(\frac{r}{L} \sin\varphi\right)^2 \quad \ldots\ldots \quad 13$$

die Kolbengeschwindigkeit

$$u = \omega r \left(\sin\varphi \pm \frac{1}{2}\frac{r}{L} \sin 2\varphi\right) \quad \ldots\ldots \quad 14$$

die Kolbenbeschleunigung

$$k = \omega^2 r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{L} \cos 2\varphi\right), \quad \ldots\ldots \quad 15$$

wobei das obere Zeichen für den Vorlauf, das untere für den Rücklauf des Kolbens gilt.

Kann man den Einfluß der endlichen Länge der Schubstange vernachlässigen, also $L = \infty$ setzen, so ergibt sich für

den Kolbenweg $x = r(1 - \cos\varphi)$ . . . 16

die Kolbengeschwindigkeit $u = \omega r \sin\varphi$ 17

die Kolbenbeschleunigung $k = \omega^2 r \cos\varphi$ 18

Unter der Annahme, daß $L = \infty$, erhält man mit Gleich. 12 und 17

$$V = \int_{t=0}^{t=T} F u \, dt = \int_{t=0}^{t=T} F \omega r \sin\varphi \, dt \quad . . . . . 19$$

oder da $$dt = \frac{d\varphi}{\omega}$$

$$V = \int_{\varphi=0}^{\varphi=180} F r \sin\varphi \, d\varphi = -Fr\cos\varphi \int_{\varphi=0}^{\varphi=180} = 2Fr = FS. \quad . . 20$$

Das Integral $\int F u \, dt = \int F \omega r \sin\varphi \, dt$ läßt sich leicht graphisch darstellen: Beschreibt man in irgend einem Maßstab mit dem Radius $\varrho = Fwr$ einen Halbkreis (Fig. 58), so stellt für den Augenblick, wo die Kurbel unter dem Winkel φ steht, die Ordinate $AB = F\omega r \sin\varphi = Fu$ die vom Kolben in der Sekunde verdrängte Wassermenge dar.

Da die Kurbel sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit dreht, so verhalten sich die vom Beginn des Hubs verstrichenen Zeiten wie die zurückgelegten Kurbelwinkel, also gilt

$$t = \frac{\varphi}{180} T.$$

Trägt man die Zeiten t als Abszissen, die zugehörigen Wassermengen Fu als Ordinaten auf, so ergibt sich die Lieferungskurve CDE (Fig. 59). Der Inhalt der von dieser Kurve und der Abszissenachse umschlossenen Fläche stellt $\int F u \, dt = \int F \omega r \sin\varphi \, dt$, also die während des ganzen Hubs verdrängte Wassermenge dar.

Nachstehende Zusammenstellung zeigt die Art der Wasserlieferung der verschiedenen Pumpenarten während einer Umdrehung.

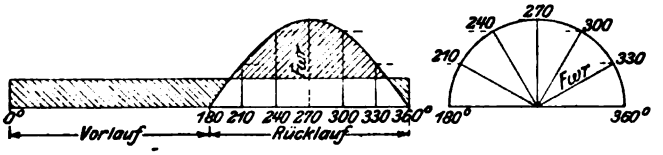


Fig 57.

Einfachwirkende Pumpen nach Fig. 40 und 41.

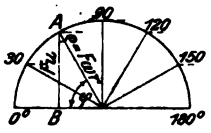


Fig. 58.

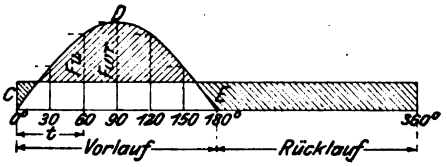


Fig. 59.

Hubpumpe nach Fig. 42, Rohrkolbenpumpe nach Fig. 43.

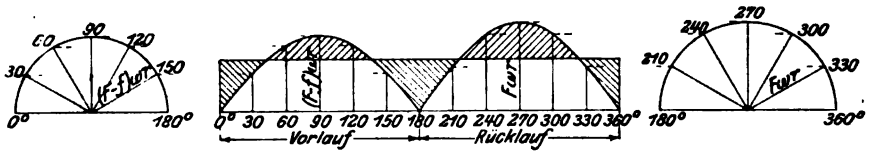


Fig. 60.

Doppeltwirkende Pumpen mit einseitiger Kolbenstange nach Fig. 44, 47, 48.

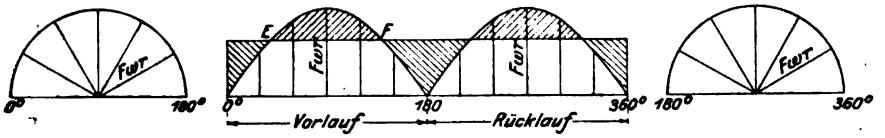


Fig. 61.

Doppeltwirkende Pumpe nach Fig. 45.

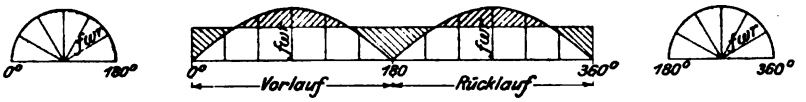


Fig. 62.

Differentialpumpen mit $F = 2f$ nach Fig. 49 bis 54.

Durch die Anordnung zweier oder mehrerer Pumpen, welche miteinander entsprechend verbunden sind und ein gemeinschaftliches Druckrohr haben, kann die Gleichförmigkeit der Wasserlieferung und des Kraftbedarfs wesentlich erhöht werden. Die Lieferungskurve ergibt sich dann durch Summieren der Ordinaten der einzelnen Lieferungskurven, wie in Fig. 63 und 64 dargestellt.

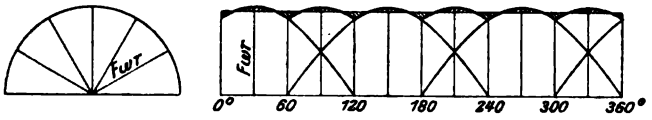


Fig. 63.

Drei einfachwirkende Pumpen nach Fig. 40 unter 120° gekuppelt.

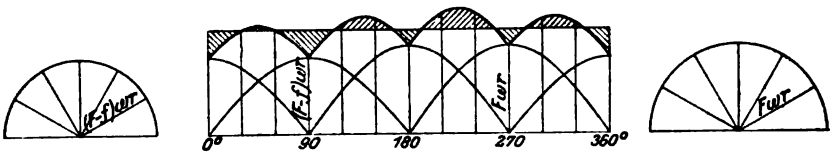


Fig. 64.

Zwei doppeltwirkende Pumpen nach Fig. 44 unter 90° gekuppelt.

6. Die Saugwirkung der Kolbenpumpen ohne Windkessel.

a) Bestimmung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche während der Saugwirkung.

Der Kolben der stehenden Pumpe, Fig. 65, werde nach einem bestimmten Gesetz aufwärts bewegt. Saugleitung und Pumpe seien mit Wasser gefüllt. Da die Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens drückt, so folgt der Wasserstrom dem aufsteigenden Kolben, sofern der Atmosphärendruck genügt, die der Wasserbewegung entgegenwirkenden Kräfte zu überwinden.

In einem gewissen Zeitpunkte befinde sich der Kolben im Abstand x von seiner unteren Totlage, seine Geschwindigkeit sei in dem betreffenden Augenblick u, seine Beschleunigung k Meter.

Soll das Wasser dem aufsteigenden Kolben folgen, ohne daß seine Berührung mit der unteren Kolbenfläche aufhört, so ist ein Druck auf den Wasserspiegel des Brunnens erforderlich, welcher sich zusammensetzt aus:

1. dem Druck h_1, welcher notwendig ist, der unter dem Kolben hängenden Wassersäule das Gleichgewicht zu halten,
2. dem Druck h_2 zur Überwindung der durch die Bewegung des Wassers in der Saugleitung und der Pumpe entstehenden hydraulischen Widerstände,
3. dem Druck h_3 zur Überwindung der durch die Trägheit der Wassermassen hervorgerufenen Massenkräfte.

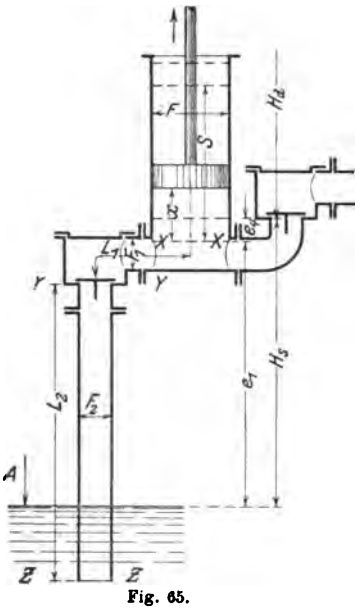


Fig. 65.

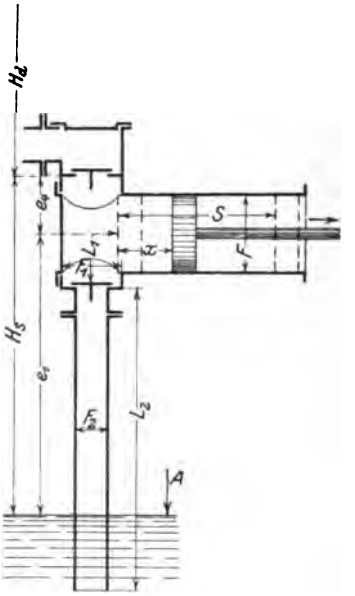


Fig. 66.

Der Druck des Wassers gegen die untere Kolbenfläche ist gleich dem Druck der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens abzüglich der Summe der unter 1. bis 3. angegebenen Drücke.

Es gilt daher:

$$\frac{p_1}{\gamma} = A - (h_1 + h_2 + h_3), \quad \ldots \ldots \quad 21$$

wenn p_1 den Druck des Wassers gegen die Kolbenfläche in kg/qm

$\gamma = 1000$ das Gewicht eines cbm Wasser in kg,

also $\frac{p_1}{\gamma}$ den Druck des Wassers gegen die Kolbenfläche, ausgedrückt in m Wassersäule,

A den Druck der Atmosphäre in m Wassersäule,

h_1, h_2 und h_3 die vorstehend angeführten Drücke in m Wassersäule bedeuten.

Bestimmung des Druckes h_1:

Bezeichnet e_1 den vertikalen Abstand des Kolbens vom Wasserspiegel des Brunnens, wenn der Kolben sich in seiner unteren Totlage befindet, so ist die Höhe der unter dem Kolben hängenden Wassersäule in dem Augenblick, wo dieser sich aus seiner unteren Totlage um die Strecke x entfernt hat, gleich $e_1 + x$. Der notwendige Druck, um dieser Wassersäule das Gleichgewicht zu halten, ist daher:

$$h_1 = e_1 + x. \quad \ldots \ldots \ldots \quad 22$$

Bestimmung des Druckes h_2:

Die Leitung vom Pumpenzylinder bis zum Brunnen besteht aus zwei Teilen: Aus der Strecke von der Zylinderachse bis zum Saugventil mit der Länge L_1 und dem durchschnittlichen Querschnitt F_1, und der Strecke vom Saugventil bis zum Brunnen, d. h. der Saugleitung mit der Länge L_2 und dem Querschnitt F_2.

Hat im betrachteten Augenblick der Kolben die Geschwindigkeit u, so muß sich, wenn keine Trennung innerhalb der Wassersäule erfolgen soll, das Wasser auf der Strecke L_1 mit der Geschwindigkeit

$$c_1 = \frac{F}{F_1} u \quad \ldots\ldots\ldots \quad 23$$

und in der Saugleitung mit der Geschwindigkeit

$$c_2 = \frac{F}{F_2} u \quad \ldots\ldots\ldots \quad 24$$

bewegen.

Die hydraulischen Widerstände entstehen auf der Strecke L_1 durch die Änderungen der Bewegungsrichtung des Wassers, durch die Änderungen seiner Geschwindigkeit entsprechend der Verschiedenheit des Durchgangsquerschnittes und durch die Reibung an den Wänden; in der Saugleitung durch die Änderungen der Bewegungsrichtung infolge von etwa vorhandenen Krümmungen der Leitung, durch die Reibung des Wassers an der Rohrwand und durch die Einrichtung eines Saugkopfes, der unter Umständen mit einem Fußventil versehen ist.

Alle diese Widerstände sind nicht konstant, sondern ändern sich mit dem Quadrat der Wassergeschwindigkeit. Jeder einzelne derselben ist bestimmt durch den Ausdruck $\zeta \frac{c^2}{2g}$, wenn ζ den Widerstandskoeffizienten und c die Wassergeschwindigkeit bedeutet.

Demgemäß lassen sich die Widerstände im Pumpenraum, d. h. auf der Strecke L_1 durch den Ausdruck

$$\Sigma\zeta_1 \frac{c_1^2}{2g} = \Sigma\zeta_1 \left(\frac{F}{F_1}\right)^2 \frac{u^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 25$$

und die Widerstände in der Saugleitung durch

$$\Sigma\zeta_2 \frac{c_2^2}{2g} = \Sigma\zeta_2 \left(\frac{F}{F_2}\right)^2 \frac{u^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 26$$

zusammenfassen.

Als Summe der vorbezeichneten Widerstandshöhen ergibt sich demnach

$$\left[\Sigma\zeta_1 \left(\frac{F}{F_1}\right)^2 + \Sigma\zeta_2 \left(\frac{F}{F_2}\right)^2\right] \frac{u^2}{2g}.$$

Die Wasserströmungen im Ventilkasten und Pumpenraum lassen sich nur schätzungsweise beurteilen, ebenso die ihnen entsprechenden Wider-

standskoeffizienten. Für praktische Rechnungen wird es sich daher empfehlen, für die ganze Strecke vom Brunnen bis zum Pumpenzylinder eine Leitung von konstantem Querschnitt F_s und der Länge L_s anzunehmen und die sämtlichen Widerstandskoeffizienten in $\Sigma\zeta_s$ zusammenzufassen, so daß die Summe der sämtlichen mit der Wassergeschwindigkeit veränderlichen hydraulischen Widerstände durch den Ausdruck

$$\Sigma\zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 \frac{u^2}{2g}$$

dargestellt wird.

Zu diesen Widerständen kommt noch derjenige, welchen das Saugventil dem Durchgang des Wassers entgegensetzt. Dieser kann, solange das Ventil geöffnet ist, als konstant angesehen werden. Zum Abheben des Ventils von seinem Sitz ist jedoch ein größerer Druck in Rechnung zu nehmen. Bezeichnet man den ersten Widerstand mit h_{sv}, so ergibt sich der notwendige Druck auf den Wasserspiegel des Brunnens zur Überwindung sämtlicher hydraulischen Bewegungswiderstände auf der Strecke vom Brunnen bis zum Pumpenzylinder aus

$$h_s = h_{sv} + \Sigma\zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 \frac{u^2}{2g}. \quad \ldots\ldots\ 27$$

Bestimmung des Druckes h_s:

Die Geschwindigkeit des Pumpenkolbens hat zu Beginn des Hubs den Wert null; sie ändert sich nach dem Bewegungsgesetz des Kolbens und hat zu Ende des Hubs wieder den Wert null. Soll keine Trennung in der Wassersäule erfolgen, so müssen die Wassermassen ihre Geschwindigkeit dem Bewegungsgesetz des Kolbens entsprechend ändern. Mit der Geschwindigkeitsänderung treten aber Massenkräfte auf.

Die ganze Wassermasse, welche dem Kolben folgen muß, besteht aus der Wassermasse im Pumpenzylinder von der Größe

$$\frac{F\,x\,\gamma}{g},$$

($F\,x$ = Volumen des Wassers im Zylinder in cbm
$\gamma = 1000$ = Gewicht eines cbm Wasser in kg
$F\,x\,\gamma$ = Gewicht der Wassermasse im Zylinder in kg
$g = 9{,}81$ = Beschleunigung der Schwerkraft
$\frac{F\,x\,\gamma}{g}$ = Masse des Wassers im Zylinder)

aus der Masse des Wassers im Pumpenraum

$$\frac{F_1\,L_1\,\gamma}{g}$$

und der Masse des Wassers in der Saugleitung

$$\frac{F_2\,L_2\,\gamma}{g}.$$

Diese drei Wassermassen haben verschiedene Beschleunigungen: Ist die Kolbenbeschleunigung im betrachteten Augenblick gleich k, und soll das Wasser, ohne daß eine Trennung in der Wassersäule entsteht, dem Kolben folgen, so muß die Beschleunigung desselben im Pumpenzylinder ebenfalls k, im Pumpenraum

$$k_1 = \frac{F}{F_1} k \quad \ldots \ldots \ldots \quad 28$$

und in der Saugleitung

$$k_2 = \frac{F}{F_2} k \quad \ldots \ldots \ldots \quad 29$$

sein.

Es ist daher im Querschnitt X—X (Fig. 65) zur Beschleunigung der Wassermasse im Zylinder ein Druck h_I notwendig, welcher sich ergibt aus

$$F h_I \gamma = \frac{F x \gamma}{g} k$$

(d. h. Kraft = Masse mal Beschleunigung).

Also ist der erforderliche Druck auf die Flächeneinheit des Querschnittes X—X in m Wassersäule

$$h_I = \frac{x k}{g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 30$$

Für die Beschleunigung der Wassermasse im Pumpenraum allein, für dessen Querschnitt der Durchschnittswert F_1 und dessen Länge gleich L_1 angenommen sei, bedarf es im Querschnitt Y—Y eines Druckes h_{II}, welcher sich bestimmt aus

$$F_1 h_{II} \gamma = \frac{F_1 L_1 \gamma}{g} \frac{F}{F_1} k,$$

also einer Pressung

$$h_{II} = L_1 \frac{F}{F_1} \frac{k}{g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 31$$

Der im Querschnitt Y—Y zur Beschleunigung der oberhalb desselben im Zylinder und Pumpenraum befindlichen Wassermassen nötige Gesamtdruck ist also

$$h_I + h_{II} = x \frac{k}{g} + L_1 \frac{F}{F_1} \frac{k}{g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 32$$

Zur Beschleunigung des Wassers in der Saugleitung allein ergibt sich die im Querschnitt Z—Z notwendige Pressung h_{III} aus

$$F_2 . h_{III} . \gamma = \frac{F_2 L_2 \gamma}{g} \frac{F}{F_2} k,$$

$$h_{III} = L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k}{g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 33$$

(Besteht die Saugleitung aus mehreren Strecken von verschiedenem Querschnitt und verschiedener Länge, z. B. aus zwei Strecken mit den Querschnitten F_2' und F_2'' und den Längen L_2' und L_2'', so ist zu setzen

$$h_{III} = \left[L_2' \frac{F}{F_2'} + L_2'' \frac{F}{F_2''}\right] \frac{k}{g}).$$

Also ist der im Querschnitt Z—Z zur Beschleunigung sämtlicher über ihm befindlicher Wassermassen notwendige Gesamtdruck

$$h_I + h_{II} + h_{III} = x \frac{k}{g} + L_1 \frac{F}{F_1} \frac{k}{g} + L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k}{g} \quad \ldots \quad 34$$

Zu diesen drei Massendrücken tritt noch ein weiterer:

Bewegt sich der Kolben in dem betrachteten Augenblick um die Strecke dx weiter, so tritt die Wassermenge F dx aus dem Pumpenraum in den Zylinder über, wobei sich ihre Geschwindigkeit von c_1 in u umändert. Dieser Geschwindigkeitsänderung der Wassermasse $\frac{F\,dx\,\gamma}{g}$ entspricht eine mechanische Arbeit

$$\frac{F\,dx\,\gamma}{g} \frac{u^2 - c_1^2}{2}.$$

Eine gleich große Wassermenge tritt aus der Saugleitung in den Pumpenraum unter Änderung ihrer Geschwindigkeit von c_2 in c_1 ententsprechend einer mechanischen Arbeit

$$\frac{F\,dx\,\gamma}{g} \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}.$$

Gleichzeitig tritt die Wassermenge F dx aus dem Brunnen, wo sie die Geschwindigkeit o hat in das Saugrohr und erhält dabei die Geschwindigkeit c_2, wozu die Arbeit

$$\frac{F\,dx\,\gamma}{g} \frac{c_2^2 - o}{2}.$$

aufzuwenden ist.

Die gesamte mechanische Arbeit, welche zu leisten ist, damit Saugleitung und Pumpe dem Fortschreiten des Kolbens entsprechend nachgefüllt werden, ist somit

$$\frac{F\,dx\,\gamma}{g} \frac{u^2 - c_1^2 + c_1^2 - c_2^2 + c_2^2}{2} = \frac{F\,dx\,\gamma}{g} \frac{u^2}{2} \quad \ldots \quad 35$$

Diese Arbeit erfordert einen Druck auf den Wasserspiegel des Brunnens oder im Querschnitt Z—Z des Saugrohres, welcher sich folgendermaßen bestimmt:

Wenn sich der Kolben um dx weiterbewegt, so schreitet das Wasser in dem Endquerschnitt Z—Z des Saugrohres um die Strecke

$$dx_2 = \frac{F}{F_2} dx \quad \ldots \quad 36$$

fort. Der in diesem Querschnitt F_2 zur Leistung vorstehender Arbeit notwendige Druck h_{IV} ergibt sich aus der Arbeitsgleichung: Kraft mal Weg = Arbeit.

$$F_2 h_{IV} \gamma \frac{F}{F_2} dx = \frac{F dx \gamma}{g} \frac{u^2}{2}$$

$$h_{IV} = \frac{u^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 37$$

Die im Endquerschnitt Z—Z, zur Geschwindigkeitsänderung der Wassermassen, erforderliche Gesamtpressung ist somit

$$h_I + h_{II} + h_{III} + h_{IV} = \frac{x k}{g} + L_1 \frac{F}{F_1} \frac{k}{g} + L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k}{g} + \frac{u^2}{2g} \quad . \quad 38$$

Ersetzt man den Pumpenraum und das Saugrohr durch eine einzige Leitung von der Länge L_s und dem Querschnitt F_s, setzt man also

$$L_1 \frac{F}{F_1} \frac{k}{g} + L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k}{g} = L_s \frac{F}{F_s} \frac{k}{g}, \quad \ldots\ldots \quad 39$$

so ergibt sich der, zur Überwindung der Massenkräfte notwendige, Druck h_s auf den Wasserspiegel des Brunnens zu

$$h_s = \frac{x k}{g} + L_s \frac{F}{F_s} \frac{k}{g} + \frac{u^2}{2g} \quad \ldots\ldots \quad 40$$

Durch Einsetzen der für h_1, h_2 und h_3 gefundenen Werte in die Gleichung (21) folgt dann der Druck des Wassers auf die Kolbenfläche während der Saugwirkung für eine stehende Pumpe in m Wassersäule:

$$\frac{p_1}{\gamma} = A - \left\{(e_1 + x) + h_{sv} + \Sigma \zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 \frac{u^2}{2g} + \frac{x k}{g} + L_s \frac{F}{F_s} \frac{k}{g} + \frac{u^2}{2g}\right\}. \quad 41$$

Bei einer liegenden Pumpe ist der vertikale Abstand des Kolbens vom Wasserspiegel des Brunnens konstant gleich e_1 (siehe Figur 66). Man hat daher:

$$\frac{p_1}{\gamma} = A - \left\{e_1 + h_{sv} + \Sigma \zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 \frac{u^2}{2g} + \frac{x k}{g} + L_s \frac{F}{F_s} \frac{k}{g} + \frac{u^2}{2g}\right\}. \quad 42$$

b) Graphische Darstellung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche während der Saugwirkung.

Nach vorstehendem ist der Wasserdruck auf die Kolbenfläche ausgedrückt in m Wassersäule bei stehenden Pumpen

$$\frac{p_1}{\gamma} = A - (e_1 + x) - h_{sv} - \left[\Sigma \zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 + 1\right] \frac{u^2}{2g} - L_s \frac{F}{F_s} \frac{k}{g} - \frac{x k}{g}, \quad 43$$

bei liegenden Pumpen

$$\frac{p_1}{\gamma} = A - e_1 - h_{sv} - \left[\Sigma \zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 + 1\right] \frac{u^2}{2g} - L_s \frac{F}{F_s} \frac{k}{g} - \frac{x k}{g}. \quad 44$$

Die Glieder auf der rechten Seite dieser Gleichungen stellen Drücke dar, die während des Kolbenhubs teils konstant, teils veränderlich sind. In Fig. 67, deren Länge OP den Kolbenhub darstellt, sind die Kolbenwege als Abszissen, die entsprechenden Werte dieser Drücke als Ordinaten aufgetragen und zwar nach oben oder unten, je nachdem dieselben positiv oder negativ sind. Der Punkt O entspricht der tiefsten Stellung des Kolbens.

Atmosphärendruck A:

Derselbe ist eine konstante Größe, er stellt sich als eine horizontale Gerade im Abstand $y = A$ von der Abszissenachse dar (Linie I).

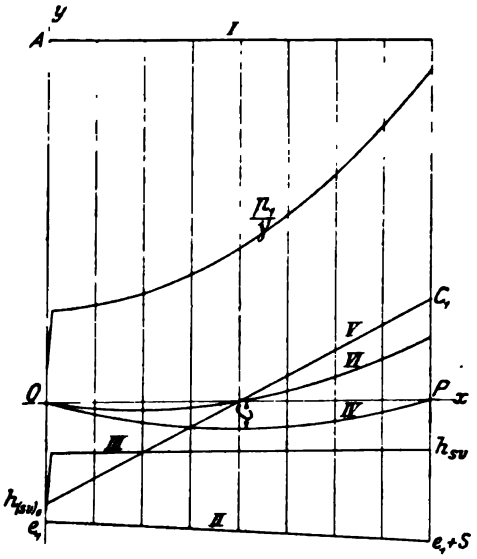


Fig. 67.

Höhe der Wassersäule unter dem Kolben $e_1 + x$ bei stehender, e_1 bei liegender Pumpe:

Bei der stehenden Pumpe ist für die Kolbenstellung x der Druck der Wassersäule gleich $e_1 + x$. Die Gleichung der Linie ist also

$$y = e_1 + x \quad {}^{x=S}_{x=0}.$$

Das ist die Gleichung einer Geraden mit dem Anfangswert $y = e_1$ und dem Endwert $y = e_1 + S$ (Linie II).

Bei der liegenden Pumpe ist die Höhe der Wassersäule konstant gleich e_1. Man hat also für die Drucklinie die Gleichung $y = e_1$, d. h. eine horizontale Gerade im Abstand e_1 von der Abszissenachse.

Saugventilwiderstand h_{sv} und $h_{(sv)o}$:

Der Ventilwiderstand h_{sv} kann während der Kolbenbewegung als konstant angesehen werden, er stellt sich daher als horizontale Gerade dar. Zum Öffnen des Ventils ist jedoch ein größerer Druck, welcher mit $h_{(sv)o}$ bezeichnet werden möge, erforderlich (Linie III). Über die Bestimmung von h_{sv} und $h_{(sv)o}$, siehe Ziff. 15e.

Hydraulische Widerstände $\left[\Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2+1\right]\frac{u^2}{2g}$:

Bei einer Pumpe mit Kurbelantrieb ($L=\infty$) ist nach Gleich. 17: $u=\omega r\sin\varphi$. Man hat daher:

$$\left[\Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2+1\right]\frac{u^2}{2g}=\left[\Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2+1\right]\frac{\omega^2 r^2}{2g}\sin^2\varphi=C\cdot\sin^2\varphi,$$

wobei die Konstante

$$C=\left[\Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2+1\right]\frac{\omega^2 r^2}{2g}.$$

Für den Kurbelwinkel φ ist bei $L=\infty$ nach Gleich. 16 der Kolbenweg $x=r(1-\cos\varphi)$. Die Linie der hydraulischen Widerstandshöhen ist also bestimmt durch die Gleichungen

$$x=r(1-\cos\varphi)$$
$$y=C\sin^2\varphi=C(1-\cos^2\varphi).$$

Beide Gleichungen vereinigt, gibt:

$$y=C\left(1-\left(1-\frac{x}{r}\right)^2\right)=C\left(\frac{2x}{r}-\frac{x^2}{r^2}\right).$$

Das ist die Gleichung einer Parabel, deren Scheitel S (Fig. 68) die Koordinaten $x=r$ und $y=C$ hat und welche durch den Ursprung des

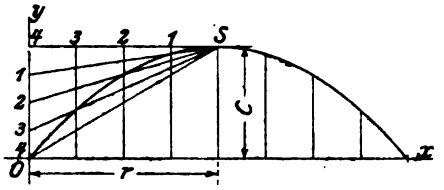


Fig. 68.

Koordinatensystems geht. Man bestimmt die Lage des Scheitels und erhält dann die Parabel durch die bekannte Konstruktion (siehe Fig. 68).

Die Widerstände sind zu Anfang und Ende des Hubs null, in der Mitte sind sie am größten. In Fig. 67 sind die hydraulischen Bewegungswiderstände durch Linie IV dargestellt.

Massenwiderstand des Wassers in der Saugleitung $L_s \frac{F}{F_s} \frac{k}{g}$:

Die Beschleunigung des Kolbens ist bei Kurbelantrieb ($L = \infty$) nach Gleich. 18 bestimmt durch

$$k = \omega^2 r \cos \varphi.$$

Man erhält daher

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{k}{g} = L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} \cos \varphi = C_1 \cos \varphi,$$

wenn die Konstante

$$C_1 = L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Die Linie des Massenwiderstandes hat sodann die Gleichungen:

$$x = r(1 - \cos \varphi)$$
$$y = C_1 \cdot \cos \varphi$$
$$y = C_1 \left(1 - \frac{x}{r}\right)_{x=0}^{x=2r}.$$

Das ist die Gleichung einer Geraden mit dem Anfangswert $y = + C_1$ und dem Endwert $y = - C_1$.

Die Massenkraft ist also zu Beginn und Ende des Hubs am größten, in der Mitte des Hubs null. Sie wirkt in der ersten Hälfte des Hubs die Bewegung hemmend, in der zweiten Hälfte die Bewegung unterstützend (Linie V, Fig. 67).

Massenwiderstand des Wassers im Pumpenzylinder $\frac{x k}{g}$:

Für $L = \infty$ ist $x = r(1 - \cos \varphi)$ und $k = \omega^2 r \cos \varphi$, also

$$\frac{x k}{g} = \frac{\omega^2 r^2}{g} \cos \varphi (1 - \cos \varphi).$$

Die Gleichungen der Widerstandslinie sind also:

$$x = r(1 - \cos \varphi)$$
$$y = \frac{\omega^2 r^2}{g} \cos \varphi (1 - \cos \varphi)$$
$$y = \frac{\omega^2 r^2}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right) \frac{x}{r} = \frac{\omega^2}{g} (r x - x^2)_{x=0}^{x=2r}.$$

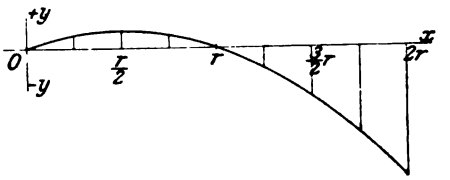


Fig. 69.

Das ist die Gleichung einer Parabel (s. Fig. 69), deren wesentliche Punkte bestimmt sind durch die Koordinaten:

$$x = 0; \qquad y = 0$$
$$x = \frac{r}{2}; \qquad y = \frac{1}{4}\frac{\omega^2 r^2}{g}$$
$$x = r; \qquad y = 0$$
$$x = 3\frac{r}{2}; \qquad y = -\frac{3}{4}\frac{\omega^2 r^2}{g}$$
$$x = 2r; \qquad y = -2\frac{\omega^2 r^2}{g}.$$

Da die Wassermasse im Zylinder während der ersten Hälfte des Hubs eine beschleunigte, während der zweiten Hälfte eine verzögerte Bewegung hat, so ist ihr Widerstand in der ersten Hubhälfte positiv, in der zweiten negativ. Die Massenkraft hat zu Beginn des Hubs den Wert Null, da die Wassermenge im Zylinder Null ist, in der Hubmitte ist die Massenkraft wieder Null, weil die Geschwindigkeitsänderung Null ist, und am Hubende ist sie am größten, woselbst auch die Wassermenge am größten ist.

Die Massenkraft des Wassers im Pumpenzylinder hat auch bei schnellaufenden Pumpen einen so kleinen Wert, daß sie bei praktischen Rechnungen vernachlässigt werden kann. Zudem ist sie bei Plungerpumpen meistens gar nicht bestimmbar, weil ein eigentlicher Pumpenzylinder nicht vorhanden ist und die Wasserströmung in dem durch die Kolbenbewegung frei werdenden zylindrischen Raum nicht ermittelt werden kann.

Der Massenwiderstand des Wassers im Pumpenzylinder ist in Fig. 67 durch Linie VI dargestellt.

Die Linie $\frac{p_1}{\gamma}$ des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche (s. Fig. 67) ergibt sich durch algebraisches Summieren der Ordinaten der anderen Linien.

Beispiel: Für die in Fig. 70 gezeichnete Pumpe soll die Linie des Drucks $\frac{p_1}{\gamma}$ bei einer Umdrehungszahl $n = 60$ bestimmt werden [1]).

Es ist $n = 60$, also $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 60}{30} = 6{,}28$; $\omega^2 = 39{,}44$;

ferner $r = 0{,}075$; also $\omega^2 r = 2{,}96$; $\omega^2 r^2 = 0{,}22$; $F = \frac{\pi}{4} 0{,}075^2$;

$F_s = \frac{\pi}{4} 0{,}050^2$, also $F : F_s = \frac{75^2}{50^2} = 2{,}25$.

Die Berechnung des Ventilwiderstandes (s. Ziff. 15, S. 169 u. 174) ergebe für den Widerstand des geöffneten Ventils $h_{sv} = 0{,}360$ m, für den Öffnungswiderstand $h_{(sv)o} = 1{,}280$ m.

[1]) Die eingeklammerten Maße in Fig. 70 gelten für die später besprochene Ausrüstung der Pumpe mit Windkesseln.

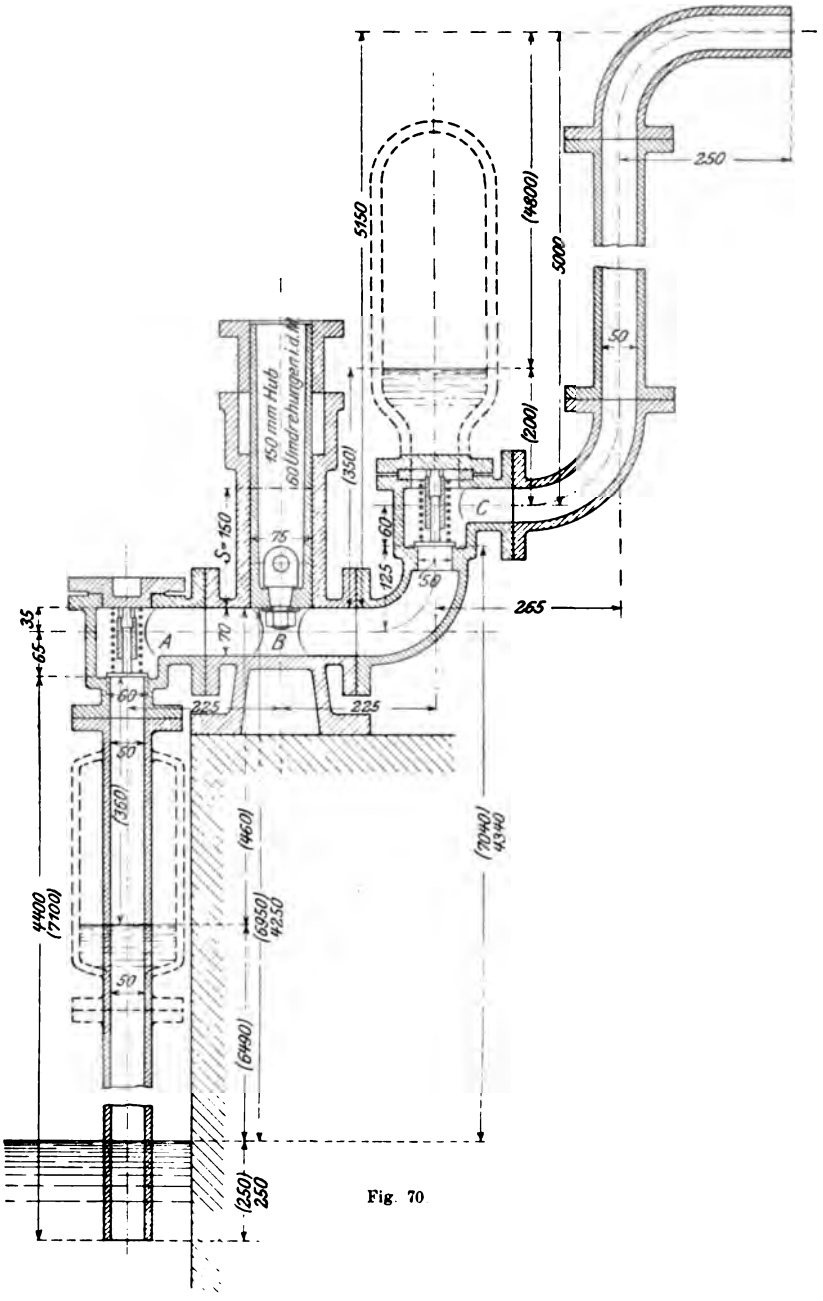

250
5150
(4800)
5000
50
(200)
150 mm Hub
60 Umdrehungen i.d.M.
(350)
S=150
75
60
125
50
C
265
35
65
A
70
B
60
225
225
50
(360)
(460)
(7040)
4340
4400
(7100)
(6950)
4250
50
(6490)
(250)
250

Fig. 70

Zur Bestimmung der hydraulischen Widerstände sei angenommen, daß das Wasser vom Brunnen bis in den Pumpenzylinder durch ein Rohr (s. Fig. 70) vom Durchmesser $D_s = 0{,}050$ m und der Länge $L_s = 4{,}400 + 0{,}065 + 0{,}225 = 4{,}690$ m, welches bei A und B ein Knie hat, geführt werde.

Dann ergibt sich für die Summe ($\Sigma\zeta_s$) der Widerstandskoeffizienten nach Ziff. 14, S. 128:

Leitungswiderstand $\zeta = \frac{\lambda L_s}{D_s} = \frac{0{,}03 \,.\, 4{,}690}{0{,}050}$	$\zeta = 2{,}8$
Knie bei A mit $\delta = 90^0$ nach Weisbach	$\zeta = 1{,}0$
Knie bei B desgl.	$\zeta = 1{,}0$
Widerstand beim Eintritt ins Saugrohr	$\zeta = 0{,}5$
	$\Sigma\zeta_s = 5{,}3$
	$\sim 5{,}5$

Zum Aufzeichnen der Drucklinien der Fig. 71, S. 68, hat man dann folgende Werte:

Linie I. $A = 10$ m.

„ II. $e_1 = 4{,}250$ m (s. Fig. 70, Abstand der Kolbenfläche vom Wasserspiegel des Brunnens); $e_1 + S = 4{,}250 + 0{,}150 = 4{,}400$ m.

„ III. $h_{sv} = 0{,}360$ m; $h_{(sv)o} = 1{,}280$ m.

„ IV. $C = \left[\Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2 + 1\right]\frac{a^2 r^2}{2g} = (5{,}5 \,.\, 2{,}25^2 + 1)\frac{0{,}22}{2 \,.\, 9{,}81} = 0{,}323$ m.

„ V. $C_1 = L_s\left(\frac{F}{F_s}\right)\frac{\omega^2 r}{g} = 4{,}690 \,.\, 2{,}25 \,.\, \frac{2{,}96}{9{,}81} = 3{,}180$ m.

„ VI. $\frac{\omega^2 r^2}{g} = \frac{0{,}22}{9{,}81} = 0{,}0224$ m; $\frac{1}{4}\frac{\omega^2 r^2}{g} = 0{,}0056$ m;

$\frac{3}{4}\frac{\omega^2 r^2}{g} = 0{,}0168$ m; $2\,\frac{\omega^2 r^2}{g} = 0{,}0448$ m.

Die letzten Werte, welche sich auf die Massenkraft des Wassers im Pumpenzylinder beziehen, sind so klein, daß sie zu vernachlässigen sind.

Aus der Linie $\frac{p_1}{\gamma}$ der Fig. 71 ist ersichtlich, daß der Wasserdruck an der Kolbenfläche im Augenblick des Anhubs nur 1,29 m Wassersäule beträgt. Er steigt aber, sobald das Saugventil von seinem Sitz abgehoben ist, rasch auf 2,2 m und wächst dann stetig bis zum Ende des Hubs, wo er 8,4 m erreicht. Die starke Änderung des Drucks rührt, wie ein Blick auf die Linien der Fig. 71 ergibt, von dem Massendruck des Wassers in der Saugleitung her. Obgleich diese Leitung nicht lang ist, so sind doch zur Beschleunigung des in ihr befindlichen Wassers beim Anhub des Kolbens über 3 m Wassersäule notwendig, um welchen Betrag der Druck

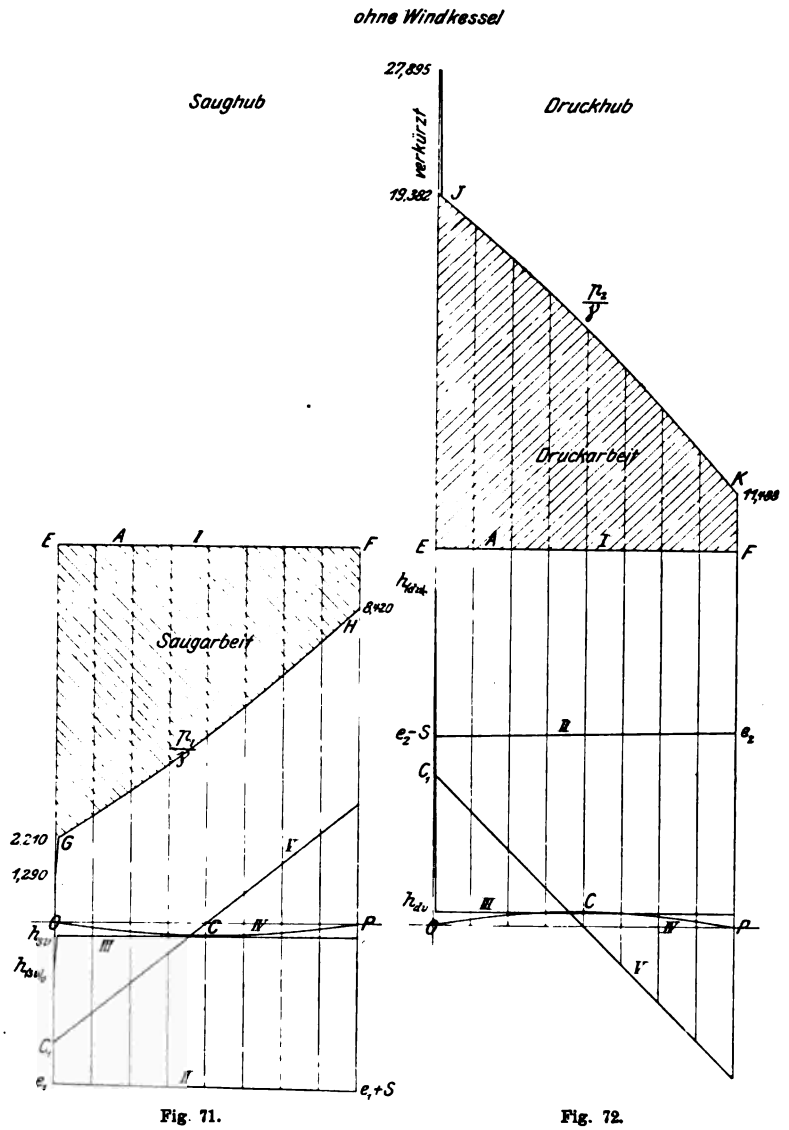


Fig. 71. Fig. 72.

am Pumpenkolben vermindert wird. Um den gleichen Betrag steigert sich durch die Massenwirkung zu Ende des Hubs der Druck an der Kolbenfläche und in der Pumpe überhaupt.

Das Beispiel, welchem keine unnatürlichen Verhältnisse zugrunde liegen, zeigt den großen Einfluß der Massenkraft des Wassers in der

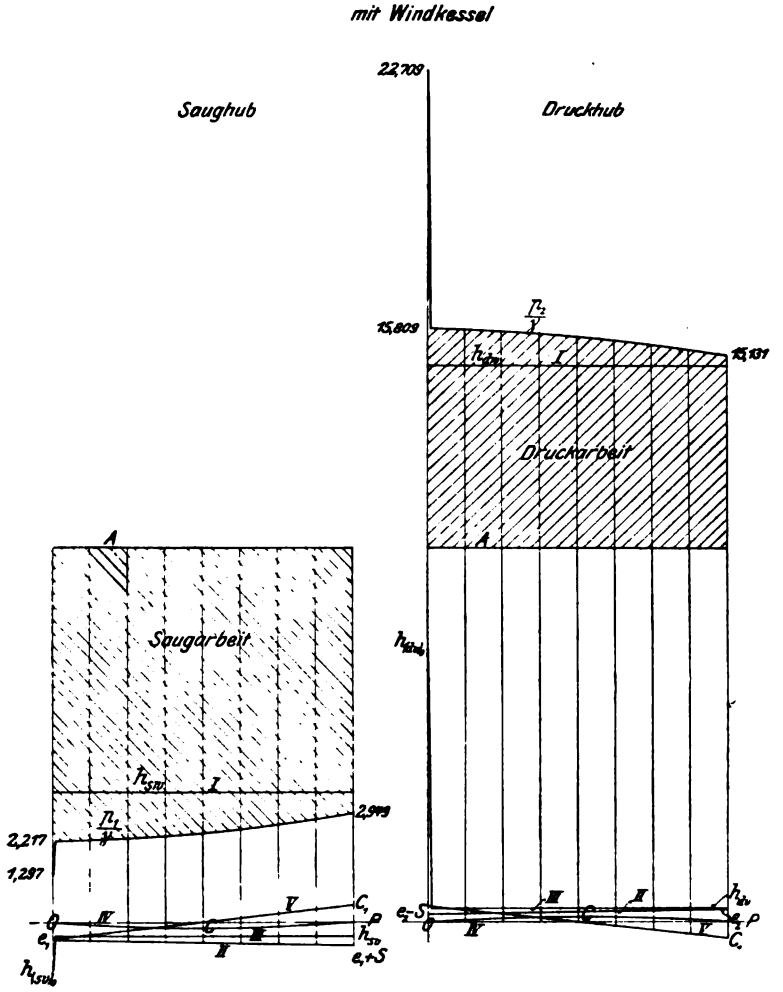


Fig. 73. Fig. 74.

Leitung, im besonderen auch die Bedeutung der Weite der Saugleitung; denn würde der Durchmesser derselben von 50 auf 75 mm vergrößert, d. h. gleich dem Kolbendurchmesser gemacht, so wäre das Querschnittsverhältnis $F : F_s = 1$ statt 2,25 und die Massenkraft wäre um mehr als die Hälfte ihres Wertes verkleinert.

7. Die Druckwirkung der Kolbenpumpen ohne Windkessel.

a) Bestimmung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche während der Druckwirkung.

Der Kolben, Fig. 75, bewegt sich abwärts und schiebt das Wasser in der Pumpe und der Druckleitung vor sich her. Anfangend mit dem Wert Null steigert sich die Kolbengeschwindigkeit und nimmt dann wieder bis auf Null ab. In gleicher Weise ändert sich die Geschwindigkeit des Wassers.

Der Druck gegen die Kolbenfläche setzt sich zusammen aus:

1. dem Druck A der Atmosphäre auf den Ausflußquerschnitt des Druckrohrs,

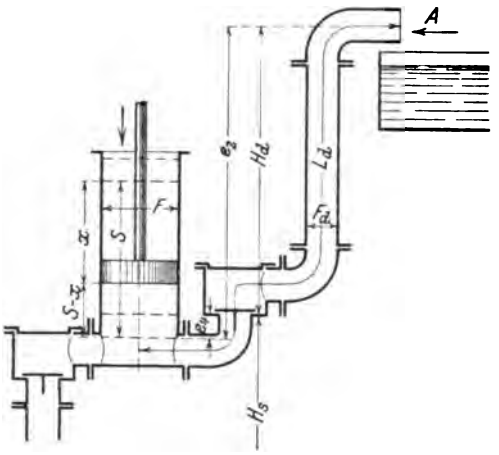


Fig. 75.

2. dem Druck h_1, herrührend von dem Gewicht des Wassers in der Steigleitung,
3. dem Druck h_2, hervorgerufen durch die, bei der Bewegung des Wassers in der Pumpe und Steigleitung entstehenden, hydraulischen Widerstände,
4. dem Druck h_3, herrührend von den Massenkräften.

Bezeichnet p_2 den Druck auf die Kolbenfläche in kg/qm, also $\frac{p_2}{\gamma}$ diesen Druck in m Wassersäule, so ist

$$\frac{p_2}{\gamma} = A + h_1 + h_2 + h_3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 45$$

Bestimmung des Druckes h_1:

Befindet sich der Kolben im Abstand x von der oberen Totlage, so ist der vertikale Abstand der Kolbenfläche von dem Ausguß gleich

Verlagsbuchhandlung in Berlin N., von Julius Springer Monbijouplatz 3.

März 1903.

Soeben erschien:

Die Gebläse.

Bau und Berechnung

der

Maschinen zur Bewegung, Verdichtung und Verdünnung der Luft.

Von

Albrecht von Ihering,

Kaiserlicher Regierungsrat,
Mitglied des Kaiserl. Patentamts, Dozent a. d. Kgl. Friedrich Wilhelms-Universität zu Berlin.

Mit 522 Textfiguren und 11 Tafeln.

Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage.

In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Der Verfasser hat die neue Auflage seines Werkes über die Gebläse sachlich ganz wesentlich erweitert und bis zur allerneuesten Zeit ergänzt. Völlig neu ist das Kapitel der erst seit etwa 6 Jahren in der Praxis in stetig zunehmendem Maße zur Anwendung gelangten Hochofengasgebläse-Maschinen. Neu aufgenommen ist ferner das Kapitel der hydraulischen Kompressoren oder Wasserdruckkompressoren, sodann die mannigfaltigen Konstruktionen von neueren Luftkompressoren mit Federventilen, mit rückläufigen Ventilen, mit Kolbenschiebersteuerungen und der zahlreichen, neueren Ausführungen von Kondensatorluftpumpen.

Bei der Behandlung der Ventilatoren war des Verfassers Augenmerk vor allem auf das Sammeln und die Wiedergabe von Versuchs-

ergebnissen gerichtet. Die Ergebnisse zahlreicher, mit den verschiedensten Ventilatoren angestellter Versuche sind in vielen in- und ausländischen Fachzeitschriften derartig zerstreut zur Veröffentlichung gelangt, daß es dem Verfasser wünschenswert erschien, sie zusammenzufassen und aus ihnen das Gemeinsame und Charakteristische hervorzuheben. Es wird dadurch erstens für die Untersuchung anderer Werte eine gewisse Grundlage geliefert, sodann aber auch durch die möglichst genaue Wiedergabe der Art und Weise der Ausführung der Versuche für die Vornahme neuer Versuche einige Anleitung gegeben und endlich durch den Hinweis auf die vielfach zutage tretenden Ungenauigkeiten und Unvollständigkeiten der gefundenen Werte die unbedingte Notwendigkeit fortgesetzter wissenschaftlicher Versuche hervorgehoben. Neu hinzugekommen sind hier die Konstruktionen von Rateau mit Antrieb durch Dampfturbinen, und von Davidson und Mortier, denen der Verfasser eine eingehende Behandlung angedeihen ließ.

Auch bei dieser neuen Auflage war es das Bestreben des Verfassers, durch die Wiedergabe möglichst reichhaltigen Versuchsmaterials, soweit es ihm zur Verfügung stand, dem Leser zu ermöglichen, sich von der Leistungsfähigkeit der einzelnen Konstruktionen ein Bild zu machen und aus dem Versuchsmaterial weitere Schlüsse zu ziehen.

Die zahlreichen Literaturangaben im Text, sowie das am Schlusse des Werkes angebrachte Literaturverzeichnis werden allen, welche eingehende Studien über bestimmte Maschinen zu machen gewillt sind, dienlich sein.

Zur Orientierung über den reichen Inhalt des Werkes geben wir nebenstehend eine Inhaltsübersicht und bitten, für Bestellungen, die auch jede Buchhandlung entgegennimmt, den nachstehenden Bestellschein zu benutzen.

Verlagsbuchhandlung von Julius Springer.

D..... Unterzeichnete bestell..... hierdurch bei der Buchhandlung

.....

..... Expl. **v. Ihering, Die Gebläse.** Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage. In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

(Verlag von Julius Springer in Berlin N.)

Betrag folgt gleichzeitig — Betrag ist nachzunehmen.

Ort und Datum: Name und genaue Adresse:

.....

.....

Inhalts-Verzeichnis.

Einleitung.

I. Teil.

Beschreibung der Gebläse.

Erstes Kapitel.

Die Kolbengebläse.

A. Die Blasebälge.
B. Die Cylinder-Balggebläse.
C. Die Hochofengebläsemaschinen.
   I. Stehende Maschinen.
   II. Liegende Maschinen.
D. Die Bessemer-Gebläsemaschinen.
   I. Stehende Bessemer-Gebläsemasch.
   II. Liegende Bessemer-Gebläsemasch.
   III. Bessemer-Gebläsemaschinen mit gesteuerten Ventilen, System Riedler.
   IV. Neuere Ventilkonstruktionen für Gebläsemaschinen.
E. Durch Gasmotoren betriebene Gebläsemaschinen.
F. Die Konstruktionsverhältnisse der Gebläsemaschinen Rheinland-Westfalens, Oberschlesiens u. Österreich-Ungarns.
   I. Hochofengebläse.
   II. Bessemer-Gebläsemaschinen.

Zweites Kapitel.

Die Luftkompressoren.

A. Trockene Kompressoren.
   I. Ventilkompressoren.
      a) Einfach wirkend. b) Doppelt wirkend.
   II. Schieberkompressoren mit Druckausgleichvorrichtung.
B. Halbnasse Kompressoren.
C. Nasse Kompressoren.
D. Wasserdruck-Kompressoren.
E. Kompressoren mit gesteuerten Ein- und Auslaßorganen.
   I. Kompressoren mit gesteuerten Einlaßorganen.
   II. Kompressoren mit gesteuerten Ein- und Auslaßorganen.
F. Verbund-Kompressoren.
   I. Verbund-Kompressoren ohne Zwischenbehälter.
   II. Verbund-Kompressoren mit Zwischenbehälter.
G. Vergleich der verschiedenen Kompressorensysteme.

Drittes Kapitel.

Die Luftpumpen.

A. Gewöhnliche od. trockene Luftpumpen.
B. Kondensator-Luftpumpen.
   I. Stehende Kondensat.-Luftpumpen. a) Einfach wirkende. b) Doppelt wirkende, stehende Luftpumpen.
   II. Liegende Kondensat.-Luftpumpen.
   III. Luftpumpen mit getrennter Luft- und Wasserabführung.

Viertes Kapitel.

Die Kapselgebläse.

A. Kapselgebläse mit zwei Drehachsen.
   I. Zweizähnige Kapselräder.
   II. Mehrzähnige Kapselräder.
B. Kapselgebläse mit einer Drehachse, Kurbelkapselwerke.
   Erste Gruppe. Oscillierende und rotierende Kurbelschleife.
   Zweite Gruppe. Rotierende Bogenschubkurbel.
   Dritte Gruppe. Rotierende Doppelkurbel.

Fünftes Kapitel.

Die Schleudergebläse oder Ventilatoren.

A. Schleudergebläse ohne Verteiler.
   I. Mit geraden Flügeln.
   II. Mit gekrümmten Flügeln.
B. Schleudergebläse mit Verteiler.
   I. Mit geraden Flügeln.
   II. Mit gekrümmten Flügeln.
   Vergleich der verschiedenen Ventilatorensysteme.
C. Neueste Versuche an Grubenventilatoren der Systeme Guibal, Capell, Ser und Rateau in Belgien.
   I. Vergleich der Ventilatoren hinsichtlich des Kraftbedarfs.
   II. Vergleich der Ventilatoren hinsichtlich der Betriebskosten.

Sechstes Kapitel.

Die Schraubengebläse.

Siebentes Kapitel.

Die Strahlgebläse.

II. Teil.

Berechnung der Gebläse.

Erstes Kapitel.

Die physikalischen Eigenschaften der Luft.

Zweites Kapitel.

Die Kompressionsarbeit für trockene Luft.

A. Isothermische Kompression.
B. Adiabatische Kompression.

Drittes Kapitel.

Die Kompressionsarbeit für feuchte Luft und der Einfluß der Wasserkühlung.

A. Hauptgleichungen für die Kompression feuchter Luft.
B. Einfluß der Wasserkühlung auf den Wirkungsgrad der Kompression.
C. Berechnung der abzuleitenden Wärmemenge.
D. Berechnung der Kühlwassermenge.
I. Kühlung durch Einspritzung.
II. Mantelkühlung.
III. Kühlung durch Wassersäule.

Viertes Kapitel.

Der Einfluß des schädlichen Raumes, volumetrischer Wirkungsgrad.

Volumetrischer Wirkungsgrad bei Druckausgleich.
I. Für isothermische Kompression.
II. Für adiabatische Kompression.

Fünftes Kapitel.

Der dynamische Wirkungsgrad.

A. Bei Maschinen ohne Druckausgleich. Berechnung der Arbeitsverluste.
B. Bei Maschinen mit Druckausgleich.
I. Voraussetzung isothermischer Kompression.
II. Voraussetzung adiabatischer Kompression.

Sechstes Kapitel.

Theorie des Verbundkompressors.

Siebentes Kapitel.

Theorie der Luftpumpe.

A. Berechnung des Enddrucks bei einfachwirkenden Luftpumpen.
B. Berechnung des Enddrucks bei doppeltwirkenden Luftpumpen.
C. Berechnung des Enddrucks bei Luftpumpen mit Druckausgleich.
D. Berechnung der angesaugten Luftmenge.
E. Berechnung der Kondensatorluftpumpen.
F. Berechnung des Kraftbedarfs der Luftpumpen.
I. Für trockene Luftpumpen.
II. Für Kondensatorluftpumpen.
G. Berechnung der Luftpumpen für Gegenstromkondensatoren.

Achtes Kapitel.

Theorie der Schieber-Kompressoren.

A. Ohne Druckausgleich.
B. Mit Druckausgleich.

Neuntes Kapitel.

Versuchsergebnisse.

Zehntes Kapitel.

Berechnung der Kapselgebläse.

Elftes Kapitel.

Berechnung der Schleudergebläse.

A. Beziehungen des Druckes und Volumens der Luft zur Umfangsgeschwindigkeit des Ventilators.
B. Die Betriebskraft der Ventilatoren.
C. Die Wirkungsgrade der Ventilatoren.
I. Der manometrische Wirkungsgrad.
II. Der mechanische und der dynamische Wirkungsgrad.
D. Die Schaufelform der Ventilatoren.
E. Der Zweck und die Wirkungsweise des Verteilers.
F. Berechnung eines neuen Ventilators.
G. Verhalten des Ventilators bei veränderlichem Betriebe.
II. Erfordernisse einer erschöpfenden Theorie.

Zwölftes Kapitel.

Berechnung der Strahlgebläse.

A. Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit und Ausflußmenge für Luft.
B. Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit und Ausflußmenge für Wasser.
C. Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit und Ausflußmenge für Dampf.
D. Berechnung der angesaugten Luftmenge.

Literatur-Verzeichnis.
Alphabetisches Namen- und Sachregister.

$e_2 - (S - x)$ (siehe Fig. 75). Es entsteht daher durch das Gewicht der Wassersäule eine Pressung auf die Kolbenfläche von der Größe

$$h_1 = e_2 - (S - x) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 46$$

Dieser Druck wächst mit x, d. h., solange der Kolben niedergeht.

Bestimmung des Druckes h_2:

Nimmt man eine von der Achse des Pumpenzylinders bis zum Ausguß gehende Leitung von konstantem Querschnitt F_d und der Länge L_d an, so ist der von den veränderlichen hydraulischen Widerständen herrührende Druck analog den Verhältnissen bei der Saugwirkung bestimmt durch

$$\Sigma\zeta_d \left(\frac{F}{F_d}\right)^2 \frac{u^2}{2g}.$$

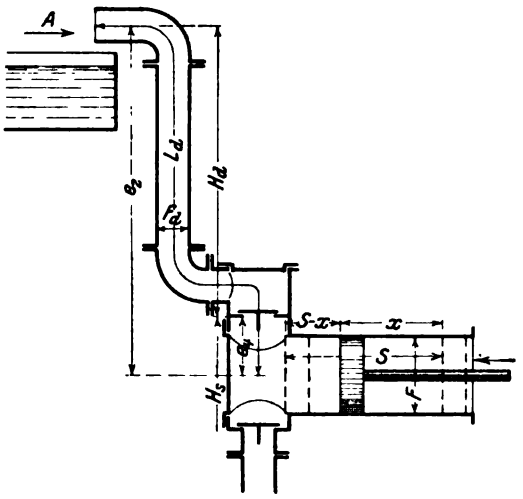


Fig. 76.

Bezeichnet ferner h_{dv} den konstant anzunehmenden Widerstand des Druckventils, so ist der ganze durch die hydraulischen Widerstände an der Kolbenfläche hervorgerufene Druck

$$h_2 = h_{dv} + \Sigma\zeta_d \left(\frac{F}{F_d}\right)^2 \frac{u^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 47$$

Bestimmung des Druckes h_3:

Die Wassermasse im Pumpenzylinder ist $\frac{F(S-x)\gamma}{g}$, diejenige in der Leitung $\frac{F_d L_d \gamma}{g}$. Die Beschleunigungen dieser Wassermassen sind k und $k_d = \frac{F}{F_d} k$ und ihr Druck gegen die Flächeneinheit des Kolbens

ist (vgl. die Saugwirkung):

$$\frac{S-x}{g}k+L_d\frac{F}{F_d}\frac{k}{g}.$$

Beim Übergang des Wassers aus dem Pumpenzylinder in die Druckleitung ändert sich seine Geschwindigkeit von u in c_d, dies entspricht einer Druckhöhe

$$\frac{c_d^2-u^2}{2g}=\left[\left(\frac{F}{F_d}\right)^2-1\right]\frac{u^2}{2g},$$

$$\text{da } c_d=\frac{F}{F_d}u \text{ ist.}$$

Demnach ist der ganze von der Geschwindigkeitsänderung der Wassermassen herrührende Druck gegen die Kolbenfläche

$$h_s=(S-x)\frac{k}{g}+L_d\frac{F}{F_d}\frac{k}{g}+\left[\left(\frac{F}{F_d}\right)^2-1\right]\frac{u^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad 48$$

Setzt man die gefundenen Werte h_1, h_2 und h_s in die Gleichung 45 ein, so ergibt sich der gesamte Druck des Wassers auf die Kolbenfläche der stehenden Pumpe in m Wassersäule

$$\frac{p_2}{\gamma}=A+e_2-(S-x)+h_{dv}+\Sigma\zeta_d\left(\frac{F}{F_d}\right)^2\frac{u^2}{2g}+(S-x)\frac{k}{g}+L_d\frac{F}{F_d}\frac{k}{g}+\left[\left(\frac{F}{F_d}\right)^2-1\right]\frac{u^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 49$$

Bei einer liegenden Pumpe ist die Höhe der über dem Kolben stehenden Wassersäule konstant gleich e_2 (siehe Fig. 76), man hat daher:

$$\frac{p_2}{\gamma}=A+e_2+h_{dv}+\Sigma\zeta_d\left(\frac{F}{F_d}\right)^2\frac{u^2}{2g}+(S-x)\frac{k}{g}+L_d\frac{F}{F_d}\frac{k}{g}+\left[\left(\frac{F}{F_d}\right)^2-1\right]\frac{u^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 50$$

b) Graphische Darstellung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche während der Druckwirkung.

Zum Zwecke der graphischen Darstellung seien die Gleichungen 49 und 50 in folgender Form geschrieben:

Für die stehende Pumpe

$$\frac{p_2}{\gamma}=A+e_2-(S-x)+h_{dv}+\left[(\Sigma\zeta_d+1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2-1\right]\frac{u^2}{2g}+L_d\frac{F}{F_d}\frac{k}{g}+(S-x)\frac{k}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 51$$

Für die liegende Pumpe

$$\frac{p_2}{\gamma}=A+e_2+h_{dv}+\left[(\Sigma\zeta_d+1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2-1\right]\frac{u^2}{2g}+L_d\frac{F}{F_d}\frac{k}{g}+(S-x)\frac{k}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 52$$

Führt man die Bestimmung der Drucklinien in gleicher Weise wie bei der Saugwirkung durch, so ergibt

der Atmosphärendruck A eine horizontale Gerade (s. Fig. 77, Linie I), im Abstand A von der Abzsissenachse,

die Höhe der Wassersäule $e_2 - (S - x)$ eine gerade Linie mit dem Anfangswert $y = e_2 - S$ und dem Endwert $y = e_2$ (Linie II),

der Widerstand des Druckventils eine horizontale Gerade im Abstand h_{dv}, mit einem größeren Anfangswert entsprechend dem Öffnungswiderstand $h_{(dv)o}$ (Linie III),

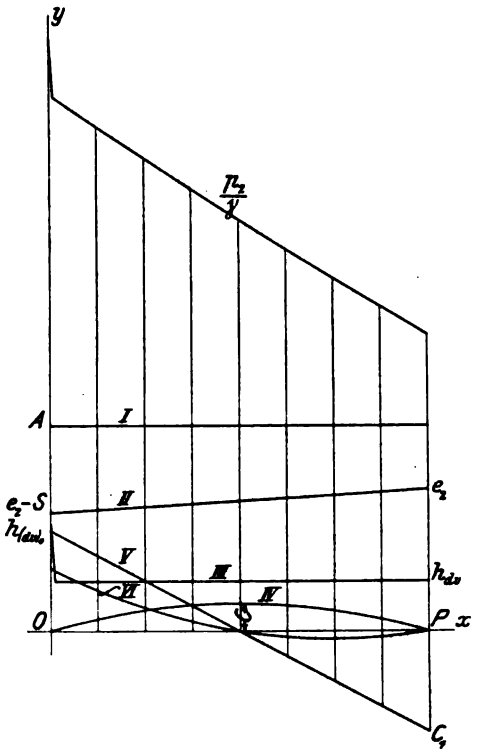


Fig. 77.

die Summe der veränderlichen hydraulischen Widerstände $\left[(\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 - 1\right]\frac{u^2}{2g}$ eine Parabel, deren Scheitel durch die Koordinaten

$$x = r \text{ und } y = C = \left[(\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 - 1\right]\frac{u^2}{2g}$$

bestimmt ist (Linie IV),

der Widerstand der Wassermasse in der Leitung $L_d \frac{F}{F_d} \frac{k}{g}$ eine Gerade mit dem Anfangswert $y = +C_1 = +L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$ und dem Endwert $y = -C_1 = -L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$ (Linie V),

der Widerstand der Wassermasse im Pumpenzylinder $(S - x)\frac{k}{g}$ eine Parabel (Linie VI), deren Gleichung sich in folgender Weise ergibt:

Da $x = r(1 - \cos\varphi)$ und $k = \omega^2 r \cos\varphi$, so hat man die Gleichungen:

$$x = r(1 - \cos\varphi)$$

$$y = (S - x)\frac{\omega^2 r \cos\varphi}{g} = (2r - x)\frac{\omega^2 r}{g}\cos\varphi$$

und aus deren Vereinigung die Beziehung:

$$y = \frac{\omega^2}{g}(2r^2 - 3rx + x^2)$$

Für $x = 0$ wird $y = 2\frac{\omega^2 r^2}{g}$

„ $x = \frac{r}{2}$ „ $y = \frac{3}{4}\frac{\omega^2 r^2}{g}$

„ $x = r$ „ $y = 0$

„ $x = 3\frac{r}{2}$ „ $y = -\frac{1}{4}\frac{\omega^2 r^2}{g}$

„ $x = 2r$ „ $y = 0$

Die Aufzeichnung dieser Werte gibt die Linie VI.

Hinsichtlich der Bedeutung der Massenkraft des Wassers im Pumpenzylinder gilt das Gleiche wie bei der Saugwirkung.

Durch Addition der Ordinaten sämtlicher Drucklinien erhält man die Linie $\frac{p_2}{\gamma}$ des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche während der Druckwirkung (siehe Fig. 77).

Beispiel: Für die in Fig. 70, S. 66 gezeichnete Pumpe soll die Drucklinie $\frac{p_2}{\gamma}$ bei einer Umdrehungszahl $n = 60$ bestimmt werden.

Außer den auf S. 65 berechneten Werten für ω, r, $\omega^2 r$ usw. hat man:

$$F = \frac{\pi}{4}0{,}075^2;\quad F_d = \frac{\pi}{4}0{,}050^2$$

also

$$\frac{F}{F_d} = \frac{75^2}{50^2} = 2{,}25.$$

Die Berechnung des Ventilwiderstandes (vgl. Ziff. 15, S. 169 u. 172) ergebe $h_{dv} = 0{,}360$ m und $h_{(dv)o} = 8{,}873$ m. Zur Bestimmung der hydraulischen Widerstände sei angenommen, daß das Wasser vom Pumpenzylinder bis zum Ausguß durch ein Rohr vom Durchmesser $D_d = 0{,}050$ m und der Länge $L_d = 5{,}925$ m, welches bei B und C ein Knie und außerdem drei Krümmer hat, geführt werde. Dann ergibt sich für die Summe der Widerstandskoeffizienten ($\Sigma\zeta_d$) nach Ziff. 14, S. 128:

Leitungswiderstand $\zeta = \frac{\lambda L_d}{D_d} = \frac{0{,}03 \,.\, 5{,}925}{0{,}05}$		$\zeta = 3{,}55$
Knie mit $\delta = 90^0$ nach Weisbach $\zeta = 1{,}00$	2 Stück	$\zeta = 2{,}00$
Krümmer mit $\frac{d}{\varrho} = 0{,}33$ nach Weisbach $\zeta = 0{,}14$	3 Stück	$\zeta = 0{,}42$
		$\Sigma\zeta_d = 5{,}97$
		$\sim 6{,}00$

Zur Aufzeichnung der Drucklinien der Fig. 72, S. 68, hat man dann folgende Werte:

Linie I. $A = 10$ m;

„ II. $e_2 = 5{,}150$ m (s. Fig. 70), $e_2 - S = 5{,}150 - 0{,}150 = 5{,}000$ m;

„ III. $h_{dv} = 0{,}360$, $h_{(dv)o} = 8{,}873$ m;

„ IV. $$C = \left[(\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 - 1\right]\frac{\omega^2 r^2}{2g} = [(6+1)\,2{,}25^2 - 1]\frac{0{,}22}{2\,.\,9{,}81} = 0{,}386 \text{ m};$$

„ V. $$C_1 = L_d \frac{F}{F_d}\frac{\omega^2 r}{g} = 5{,}925\,.\,2{,}25\,.\frac{2{,}96}{9{,}81} = 4{,}022.$$

Die Massenkraft des Wassers im Pumpenzylinder sei vernachlässigt.

Wie die Linie $\frac{p_2}{\gamma}$ der Fig. 72 zeigt, ist der Wasserdruck an der Kolbenfläche zu Beginn des Druckhubs infolge des Öffnungswiderstandes des Druckventils sehr groß, er sinkt, sobald das Ventil von seinem Sitz abgehoben ist, auf 19,4 m und nimmt während des ganzen Druckhubs ab, bis er schließlich 11,5 m erreicht. Die große Verschiedenheit des Druckes in der Pumpe rührt wie bei der Saugwirkung von dem Massenwiderstand des Wassers in der Leitung her, denn dieser geht von einem positiven Wert in einen negativen über, während die übrigen Widerstände ganz oder nahezu unveränderlich, bezw. von geringer Bedeutung sind.

8. Einfluß der Wassermassen in den Leitungen auf den Gang der Pumpe. Notwendigkeit der Anordnung von Windkesseln bei Pumpen mit Kurbelantrieb.

Bei den vorstehenden Entwicklungen hat sich ergeben, daß der Wasserdruck auf den Kolben, oder auch die Pressung im Pumpenraum

überhaupt, während der Saugwirkung stetig wächst und bei der Druckwirkung stetig abnimmt. Die Verschiedenheit des Drucks zu Anfang und Ende des Hubs rührt von dem Einfluß der Massenkraft des Wassers in den Leitungen her. Sie ist um so größer, je größer diese Massenkraft ist.

a) Verringerung der Pumpenlieferung und Entstehung von Wasser- und Ventilschlag durch Zurückbleiben der Saugwassersäule.

Der Druck des Wassers auf die Kolbenfläche während der Saugwirkung ist in dem Augenblick, wo der Kolben anhebt, am kleinsten. Man erhält diesen Druck aus Gleich. 41 bezw. 42, wenn man $x = 0$ und $u = 0$ setzt, zu:

$$\frac{(p_1)_0}{\gamma} = A - \left\{ e_1 + h_{(sv)\,0} + L_s \frac{F}{F_s} \frac{k_0}{g} \right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 53$$

wobei $h_{(sv)\,0}$ den Öffnungswiderstand des Saugventils und k_0 die Kolbenbeschleunigung beim Anhub bedeutet.

Liegt der höchste Punkt des Pumpenraums um e_4 m höher als die Kolbenfläche im Augenblick des Kolbenanhubs, so ist die Pressung im höchsten Punkt des Pumpenraums, also der kleinste Druck, welcher im Pumpenraum vorkommt, in diesem Augenblick:

$$\frac{p_{min}}{\gamma} = \frac{(p_1)_0}{\gamma} - e_4 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 54$$

Diese Pressung darf nun nicht so klein sein, daß das Wasser im Pumpenraum in Dampfform übergeht, d. h. es muß

$$\frac{p_{min}}{\gamma} > A_t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 55$$

sein, wenn A_t die Pressung in m Wassersäule bedeutet, bei welcher das Verdampfen des Wassers bei der betreffenden Temperatur beginnt.

Entwickelt sich beim Anhub des Kolbens Dampf im Pumpenraum, so bewegt sich die Saugwassersäule nicht der Kolbenbeschleunigung entsprechend, es strömt vielmehr das Wasser unter der Wirkung des Drucks der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens in den Pumpenraum, in welchem der Gegendruck A_t herrscht, mit anfangs zunehmender, dann annähernd gleichbleibender Geschwindigkeit ein. Da zu Anfang des Hubs nicht genügend Wasser zufließt, um den durch die Kolbenbewegung frei werdenden Raum auszufüllen, so reicht der Wasserspiegel nicht bis zum höchsten Punkt des Pumpenraums. In der zweiten Hälfte des Hubs nimmt die Kolbengeschwindigkeit ab, die Geschwindigkeit des eintretenden Wassers bleibt aber (annähernd) gleich, es wird daher der von Dampf erfüllte Raum kleiner und zwar um so schneller, je mehr die Kolbengeschwindigkeit abnimmt. Unter Umständen wird der Pumpenraum ganz angefüllt, noch ehe der Kolben das Hubende erreicht, es trifft dann der steigende Wasser-

spiegel je nach der Bauart der Pumpe mit der Kolbenfläche oder der Unterfläche des Druckventils zusammen. In diesem Augenblick wird die Geschwindigkeit der Wassersäule, welche sich vorher unabhängig von der Kolbengeschwindigkeit bewegt hatte, plötzlich durch die Kolbenbewegung bestimmt. Hierbei entsteht ein Stoß oder sogenannter Wasserschlag, der um so heftiger ist, je größer die Geschwindigkeitsänderung der Wassersäule beim Zusammentreffen ist.

Läuft der Pumpenraum nicht voll, bis der Kolben das Hubende erreicht, so ist die vom Kolben angesaugte Wassermenge kleiner als das Hubvolumen der Pumpe, die Lieferung der Pumpe ist verringert.

Der in diesem Falle entstehende Wasserschlag ist besonders stark, denn der Wasserspiegel erreicht den höchsten Punkt des Pumpenraums erst bei rückläufiger Bewegung des Kolbens. Die Wassermasse in der Saugleitung kommt plötzlich zum Stillstand oder kehrt ihre Bewegung um, das Saugventil wird mit einem Schlag geschlossen.

Aus den vorstehenden Erläuterungen geht hervor, daß ein ruhiges Arbeiten der Pumpe nur stattfindet, wenn das Wasser dem Kolben vom Hubbeginn an folgt, d. h. wenn die Bedingung 55 erfüllt ist, welche ausspricht, daß die Pressung $\frac{p_{min}}{\gamma}$ im höchsten Punkt des Pumpenraums beim Anhub des Kolbens größer sein muß, als die Spannung A_t, bei welcher sich Dampf entwickelt. Aus der Bedingung 55 folgt mit Gleichung 53 und 54

$$A - \left\{ e_1 + h_{(sv)o} + L_s \frac{F}{F_s} \frac{k_o}{g} \right\} - e_4 > A_t \quad \ldots \quad 56$$

Der senkrechte Abstand $e_1 + e_4$ des höchsten Punkts im Pumpenraum vom Saugwasserspiegel werde die „Saughöhe“ der Pumpe genannt (vgl. Fig. 65 und 66, S. 56). Er sei mit H_s bezeichnet, alsdann ist:

$$H_s = e_1 + e_4 \quad \ldots \quad 57$$

Hiermit ergibt sich aus der vorstehenden Beziehung:

$$A - \left\{ H_s + h_{(sv)o} + L_s \frac{F}{F_s} \frac{k_o}{g} \right\} > A_t \quad \ldots \quad 58$$

oder:

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{k_o}{g} < A - A_t - H_s - h_{(sv)o} \quad \ldots \quad 59$$

Für eine Pumpe mit Kurbelantrieb ist die Beschleunigung beim Anhub des Kolbens, d. h. für $\varphi = 0$, nach Gleich. 15:

$$k_o = \omega^2 r \left(1 \pm \frac{r}{L} \right).$$

Hiermit ergibt Gleich. 59:

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} \left(1 \pm \frac{r}{L} \right) < A - A_t - H_s - h_{(sv)o} \quad \ldots \quad 60$$

Diese Bedingung spricht aus, daß der Massenwiderstand des Wassers in der Saugleitung eine gewisse Größe nicht überschreiten darf, wenn das Wasser dem Kolben zu Beginn des Saughubs folgen soll.

In Fällen, wo diese Bedingung nicht erfüllt ist, muß in der Saugleitung möglichst nahe der Pumpe ein Windkessel angeordnet werden. Hierdurch wird bewirkt, daß das Wasser vom Brunnen bis zum Windkessel sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt, während nur das in der kurzen Strecke zwischen Windkessel und Pumpenkolben befindliche Wasser die Beschleunigung und Verzögerung des Kolbens mitmacht. Wegen der geringen Länge dieser Strecke ist die hierbei entstehende Massenkraft klein (vgl. Ziff. 9, Gleich. 86).

b) Entstehung von Wasserschlag durch Voreilen der Druckwassersäule.

Der Kolben bewegt sich vom Beginn bis zur Mitte des Hubs mit zunehmender Geschwindigkeit. Da er das Wasser in der Pumpe und Druckleitung vor sich herschiebt, so nimmt auch die Geschwindigkeit des Wassers bis zur Hubmitte zu. In der zweiten Hälfte des Hubs nimmt die Kolbengeschwindigkeit fortwährend ab; soll kein Abreißen des Wassers vom Kolben während dieser Bewegung eintreten, so muß auch die Geschwindigkeit der vor dem Kolben herlaufenden Wassersäule der Kolbenbewegung entsprechend abnehmen. Vermöge ihrer lebendigen Kraft hat die Wassersäule das Bestreben, sich in jedem Augenblick mit gleichmäßiger Geschwindigkeit fortzubewegen. Ihrer Bewegung wirken aber der Druck der Atmosphäre auf die Mündung der Steigleitung, ihr Gewicht und die hydraulischen Widerstände entgegen. Durch diese widerstehenden Kräfte wird die lebendige Kraft der Wassersäule verkleinert, ihre Geschwindigkeit nimmt also ab. Ist ihre Verzögerung gerade so groß, wie die Verzögerung des Kolbens, so bewegt sich die Wassersäule vor dem Kolben her, ohne daß ein Druck zwischen Kolbenfläche und Wassersäule notwendig ist. Ergeben die auf die Wassersäule wirkenden Kräfte eine Verzögerung, die größer ist, als die Verzögerung des Kolbens, so übt die Wassersäule einen Druck auf die Kolbenfläche aus, sie muß von dem Kolben geschoben werden. Ist ihre Verzögerung kleiner als die Verzögerung des Kolbens, so eilt sie dem Kolben voraus, es findet eine Trennung zwischen Kolben und Wasser statt.

Genauer betrachtet ergeben sich bei einer Pumpe mit Kurbelantrieb folgende Verhältnisse:

Bewegt sich das Wasser in der Steigleitung der Kolbenbewegung entsprechend, so nimmt sein Druck auf die Kolbenfläche gegen das Hubende immer mehr ab, weil der Massenwiderstand des Wassers immer kleiner wird. Dies ist im vorhergehenden Abschnitt ausführlich erläutert.

Die Pressung im Pumpenraum kann nun aber nur bis auf den Druck sinken, bei welchem das Saugventil sich öffnet. Sind die Saugverhältnisse der Pumpe in Ordnung, so ist dieser Druck größer als die Spannung A_t, bei welcher Dampfbildung und Aufhören des Zusammenhangs der Wassermassen eintritt. Ein Abreißen des Wassers vom Kolben wird daher, selbst wenn der Druck im Pumpenzylinder gegen das Hubende stark abnimmt, nicht eintreten, weil sich vorher das Saugventil öffnet und Wasser aus der Saugleitung in den Zylinder strömt. Von dem Augenblick an, wo beide Ventile geöffnet sind, folgt die Wassersäule aber nicht mehr dem Gesetz der Kolbenbewegung. Wie sich die Verhältnisse in diesem Falle gestalten, wird Gegenstand der nächsten Betrachtung sein. Hier sei zunächst nur festgestellt, daß ein Abreißen des Wassers vom Kolben infolge der lebendigen Kraft des Wassers nicht eintritt.

Wohl aber kann trotzdem ein Abreißen der Wassersäule durch die Wirkung der Massenkraft während der zweiten Hubhälfte innerhalb der Druckleitung stattfinden, denn die Pressung in der Druckleitung ist kleiner als im Pumpenraum. Sinkt an irgend einer Stelle des Druckrohres die Pressung auf A_t, so entwickelt sich Dampf und es tritt in dem betreffenden Querschnitt eine Trennung der Wassersäule ein. Das abgetrennte Stück bewegt sich frei, getrieben von seiner lebendigen Kraft und der Spannung A_t. Durch die der Bewegung widerstehenden Kräfte nimmt seine Geschwindigkeit ab, und es ist möglich, daß es von dem vom Kolben nachgeschobenen Stück wieder eingeholt wird, oder daß es sogar nach einiger Zeit infolge der Verzögerung seine Bewegung umkehrt und auf das nachfolgende Stück zurückfällt. In beiden Fällen erfolgt ein Wasserschlag durch den Stoß der bewegten Massen gegeneinander.

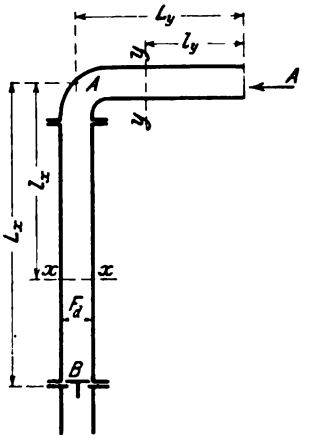


Fig. 78.

Um für gegebene Verhältnisse festzustellen, ob ein Abreißen der Druckwassersäule möglich ist, genügt es, die Untersuchung für den Augenblick der Kolbenumkehr, also am Ende des Druckhubs, auszuführen, denn in diesem Augenblick ist die Massenkraft des Wassers in der Leitung am größten. Findet ein Abreißen bei der Kolbenumkehr nicht statt, so ist es überhaupt ausgeschlossen.

Für die in Fig. 78 gezeichnete Druckleitung ergibt sich folgendes, wenn ein Kurbelantrieb mit $L = \infty$ angenommen wird:

Untersuchung der horizontalen Rohrstrecke am Ende der Leitung:

In einem beliebigen Querschnitt y—y ist die Pressung im Augen-

blick der Kolbenumkehr gleich dem Druck A der Atmosphäre auf die Mündung des Rohres abzüglich des in der Bewegungsrichtung wirkenden Massendrucks des Wasserkörpers von der Länge l_y. Dieser Massendruck ist $l_y \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$. Weitere Kräfte sind nicht vorhanden, da das Rohr horizontal ist und die hydraulischen Bewegungswiderstände im Augenblick der Bewegungsumkehr Null sind, weil die Kolbengeschwindigkeit Null ist.

Es ist daher die Pressung im Querschnitt y—y

$$h_y = A - l_y \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 61$$

Der Druck ist also in demjenigen Querschnitt am kleinsten, für welchen l_y am größten ist, d. h. an der Krümmung der Leitung bei A. Wenn ein Abreißen des Wassers stattfindet, so findet es dort statt, und zwar ist der Druck an dieser Stelle bestimmt durch:

$$h_A = A - L_y \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 62$$

Die Wassersäule reißt also bei Punkt A ab, wenn $h_A \gtreqless A_t$ ist.

Untersuchung der vertikalen Rohrstrecke:

In einem beliebigen Querschnitt x—x ist der Druck bei der Kolbenumkehr

$$\begin{aligned} h_x &= A + l_x - l_x \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} - L_y \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} \\ &= A + l_x \left(1 - \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}\right) - L_y \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}. \end{aligned} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 63$$

Ist $\left(1 - \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}\right)$ positiv, so ist h_x am kleinsten, wenn l_x am kleinsten ist, d. h. der Druck ist im oberen Rohrende bei A am kleinsten und zwar ergibt sich für denselben, da $l_x = 0$

$$h_A = A - L_y \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 64$$

Ist $\left(1 - \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}\right)$ negativ, so ist h_x am kleinsten, wenn l_x am größten ist, d. h. der Druck ist am unteren Rohrende bei B am kleinsten. Mit $l_x = L_x$ ergibt sich derselbe zu:

$$h_B = A + L_x \left(1 - \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}\right) - L_y \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 65$$

Je nachdem also $\left(1 - \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}\right)$ positiv oder negativ ist, findet das Abreißen oben oder unten am vertikalen Rohr statt und zwar tritt dasselbe ein, wenn h_A bezw. $h_B \gtreqless A_t$ ist.

In diesem Fall ist in der Druckleitung zunächst der Pumpe ein Windkessel anzuordnen.

c) Entstehung von Wasser- und Ventilschlag durch vorzeitiges Öffnen der Ventile. Mehrförderung.

Ein vorzeitiges Öffnen der Ventile kann sowohl bei der Saug- als auch bei der Druckwirkung entstehen; es wird hervorgerufen durch die Massenkraft des Wassers in der Leitung.

Durch das Nachdrängen der Wassermasse in der Saugleitung während der zweiten Hälfte des Saughubs kann der Druck im Pumpenraum so groß werden, daß das Druckventil gehoben wird, noch ehe der Kolben den Saughub vollendet hat. Es findet dann eine Mehrförderung statt, insofern schon während des Saughubs Wasser in die Druckleitung übertritt.

Von dem Augenblick an, wo das Druckventil gehoben und die Druckwassersäule in Bewegung gesetzt wird, also beide Ventile geöffnet sind, ist die Bewegung der Saugwassersäule nicht mehr durch die Geschwindigkeit des Kolbens allein bestimmt. Es bewegen sich vielmehr die Saug- und Druckwassersäule frei vermöge ihrer lebendigen Kraft. Der Atmosphärendruck hat keinen Einfluß auf ihre Bewegung, da er sowohl auf den Wasserspiegel des Brunnens als auch auf den Ausflußquerschnitt der Steigleitung, also sowohl in der Richtung der Bewegung als auch dieser entgegengesetzt, wirkt. Durch die Saugleitung strömt eine Wassermenge, welche gleich ist der Summe der Wassermenge, die der Kolben ansaugt, und der Wassermenge, welche durch das Druckventil in die Steigleitung übertritt. Durch die widerstehenden Kräfte, welche sich aus der ganzen Förderhöhe und der Summe der Widerstände in den beiden Leitungen und der Pumpe zusammensetzen, wird die lebendige Kraft der beiden Wassersäulen vermindert, es nimmt ihre Geschwindigkeit ab. Erfolgt diese Geschwindigkeitsabnahme so rasch, daß der Wasserzufluß aus der Saugleitung in die Pumpe gleich der vom Pumpenkolben angesaugten Wassermenge wird, noch ehe der Kolben das Ende des Saughubs erreicht hat, so schließt sich das Druckventil wieder, und das Wasser in der Saugleitung bewegt sich der Kolbengeschwindigkeit entsprechend weiter. Es kann aber auch der Fall sein, daß zu Ende des Saughubs beide Ventile noch geöffnet und beide Leitungen von Wasser durchströmt sind. Kehrt jetzt der Kolben seine Bewegung um, so wird durch seine Geschwindigkeitszunahme infolge des Widerstands der Wassermasse ein Druck im Pumpenzylinder erzeugt, welcher die Saugsäule rasch zum Stillstand oder selbst zur Umkehr bringt. Das Saugventil wird je nach Umständen mit größerem oder kleinerem Schlag geschlossen.

In gleicher Weise kann während des Druckhubs ein vorzeitiges Öffnen des Saugventils eintreten, wenn der Druck im Pumpenzylinder infolge

des Beharrungsvermögens der Wassermasse in der Steigleitung während der zweiten Hälfte des Druckhubs so tief sinkt, daß das Saugventil durch den Druck der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens geöffnet und die Wassermasse in der Saugleitung in Bewegung gesetzt wird, ehe der Kolben den Druckhub vollendet hat. Die in die Steigleitung tretende Wassermenge ist dann gleich der Kolbenverdrängung vermehrt um den Zufluß des Wassers aus der Saugleitung in den Pumpenzylinder, also größer als die Kolbenverdrängung, es findet eine Mehrförderung statt. Ist die Drucksäule noch in Bewegung, das Druckventil also noch offen, wenn der Kolben den Saughub beginnt, so kommt die Drucksäule rasch zum Stillstand, kehrt unter Umständen ihre Bewegung um und schließt das Druckventil mit einem Schlag.

Die durch das vorzeitige Öffnen der Ventile entstehende Vergrößerung der von der Pumpe geförderten Wassermenge bedeutet selbstverständlich keinen Gewinn an Nutzarbeit, denn die lebendige Kraft, vermöge welcher das Wasser aus der Saugleitung in die Druckleitung überströmt, muß den Wassermassen während der ersten Hälfte des Hubs vom Kolben erteilt werden. Die Mehrförderung gibt vielmehr zu Störungen im ruhigen Gang der Pumpe und zu Ventilschlägen Veranlassung und muß deshalb vermieden werden.

Bedingungen, daß kein vorzeitiges Öffnen der Ventile eintritt.

Ist h_I die Pressung unter dem Ventil, h_{II} die Pressung über demselben, so wird das Ventil geöffnet, wenn der von unten wirkende Überdruck groß genug ist, um den Öffnungswiderstand des Ventils zu überwinden, d. h. wenn $h_I - h_{II} \geqq h_{(v)o}$ ist.

Damit ein vorzeitiges Öffnen des Saug- oder Druckventils unterbleibt, muß demnach während des ganzen Hubs

$$h_I - h_{II} < h_{(v)o} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 66$$

sein. Die Ermittelung des Öffnungswiderstandes $h_{(v)o}$ ist umständlich und kann überhaupt nicht mit großer Zuverlässigkeit ausgeführt werden. Es erscheint daher zweckmäßig, zur Sicherheit gegen vorzeitiges Öffnen die weitergehende Bedingung aufzustellen, daß während des ganzen Hubs

$$h_I - h_{II} < 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 67$$

oder

$$h_I < h_{II}$$

bleibt, d. h. in Worten: Damit ein vorzeitiges Öffnen des Saug- oder Druckventils mit Sicherheit unterbleibt, muß der Druck h_I unter dem Ventil während des ganzen Hubs kleiner sein als der Druck h_{II} über dem Ventil.

Für die verschiedenen Pumpenarten ergibt sich nun folgendes:

Einfachwirkende Pumpe (s. Fig. 66, S. 56):

Druckventil: Die Pressung h_I unter dem Druckventil ist zu Ende des Saughubs am größten und zwar, wenn der Widerstand des Saugventils vernachlässigt wird,

$$h_I = A - H_s + L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Die Pressung h_{II} über dem Druckventil ist konstant, weil die Drucksäule während des Saughubs stillsteht und zwar ist (s. Fig. 76, S. 71)

$$h_{II} = A + H_d,$$

wo unter H_d die „Druckhöhe" der Pumpe, d. h. der senkrechte Abstand des Ausgusses von dem Druckventil zu verstehen ist.

Wenn das Druckventil zu Ende des Saughubs nicht geöffnet wird, so wird es überhaupt nicht vorzeitig geöffnet. Bedingung hierfür ist:

$$h_I < h_{II}$$

$$A - H_s + L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} < A + H_d$$

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} < H_s + H_d \quad \ldots\ldots\ldots \quad 68$$

d. h. der Massendruck des Wassers in der Saugleitung zu Ende des Saughubs muß kleiner sein, als die Förderhöhe der Pumpe. Diese Bedingung ist nur bei Pumpen mit geringer Förderhöhe bei langer Saugleitung oder großer Umdrehungszahl nicht erfüllt. In einem solchen Fall ist ein Saugwindkessel anzuordnen.

Saugventil:

Die Pressung h_I unter dem Saugventil ist beim Druckhub konstant und zwar angenähert

$$h_I = A - H_s.$$

Die Pressung h_{II} im Pumpenraum oder über dem Saugventil ist zu Ende des Druckhubs am kleinsten. Angenähert ist dieser Druck

$$h_{II} = A + H_d - L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Ein Voröffnen des Ventils findet also nicht statt, wenn

$$A - H_s < A + H_d - L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$$

$$L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} < H_s + H_d \quad \ldots\ldots\ldots \quad 69$$

Dies ist sehr häufig nicht der Fall und deshalb ein Druckwindkessel erforderlich.

Doppeltwirkende Kolbenpumpe mit gemeinschaftlichem Saugrohr und Druckrohr für beide Pumpenseiten (siehe Fig. 44, S. 43):

Druckventil auf der Saugseite:

Die Pressung h_I unter dem Ventil ist zu Ende des Saughubs am größten, und zwar ist

$$h_I = A - H_s + L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Die Pressung h_{II} über dem Druckventil der Saugseite ist annähernd die gleiche, wie die Pressung im anderen Pumpenraum auf der Druckseite. Diese ist zu Ende des Hubs am kleinsten und beträgt:

$$h_{II} = A + H_d - L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Durch die Massenkraft des Wassers in der Druckleitung wird also der auf dem Ventil lastende Druck zu Ende des Hubs um den Betrag $L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$ verringert, ein Öffnen des Ventils also begünstigt. Für das Ende des Hubs ist die Pressung unter dem Ventil am größten und über dem Ventil am kleinsten, die Wahrscheinlichkeit des Öffnens also am größten. Dasselbe tritt nicht ein, wenn

$$A - H_s + L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} < A + H_d - L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$$

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} + L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} < H_s + H_d \quad \ldots\ldots\ldots \quad 70$$

Die Summe der Massendrücke des Wassers in der Saug- und der Druckleitung muß also kleiner als die Förderhöhe sein. Das trifft in den meisten Fällen wegen der Größe des Massendrucks $L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$ des Wassers in der Druckleitung nicht zu. Durch die Anordnung eines Druckwindkessels verschwindet diese Kraft, und die Bedingung ist zurückgeführt auf

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} < H_s + H_d.$$

Ist diese Bedingung ebenfalls nicht erfüllt, so ist auch ein Saugwindkessel anzubringen.

Saugventil auf der Druckseite:

Die Pressung h_I unter dem Ventil ist zu Ende des Druckhubs wegen der Verbindung mit der Saugseite der Pumpe annähernd die gleiche wie im Pumpenraum auf der Saugseite, d. h.:

$$h_I = A - H_s + L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Die Pressung h_{II} über dem Ventil ist zu Ende des Druckhubs

$$h_{II} = A + H_d - L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Die Bedingung, daß für das Ende des Druckhubs $h_I < h_{II}$ ist, ergibt:

$$A - H_s + L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} < A + H_d - L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$$

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} + L_d \frac{F}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} < H_s + H_d \quad \ldots\ldots\ldots \quad 71$$

Die Wahrscheinlichkeit für ein vorzeitiges Öffnen ist also bei der doppeltwirkenden Pumpe für das Saug- und das Druckventil gleich groß.

Differentialpumpe (siehe Fig. 51, S. 47):

Druckventil:

Die Pressung h_I unter dem Druckventil ist zu Ende des Saughubs am größten, und zwar:

$$h_I = A - H_s + L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Die Pressung h_{II} über dem Druckventil ist zu Ende des Saughubs am kleinsten. Sie ist gleich der Pressung auf der Druckseite der Pumpe, d. h.:

$$h_{II} = A + H_d - L_d \frac{F - f}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Ein vorzeitiges Öffnen tritt also nicht ein, wenn

$$A - H_s + L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} < A + H_d - L_d \frac{F - f}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$$

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} + L_d \frac{F - f}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} < H_s + H_d \quad \ldots\ldots\ldots \quad 72$$

Ist diese Bedingung nicht erfüllt, so ist wie bei der doppeltwirkenden Pumpe ein Druckwindkessel, unter Umständen auch ein Saugwindkessel notwendig.

Saugventil:

Die Pressung h_I unter dem Ventil ist während des Druckhubs konstant, weil kein Saugen stattfindet. Es ist

$$h_I = A - H_s.$$

Die Pressung h_{II} über dem Ventil ist zu Ende des Druckhubs am kleinsten, und zwar:

$$h_{II} = A + H_d - L_d \frac{f}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Ein Voröffnen findet also nicht statt, wenn

$$A - H_s < A + H_d - L_d \frac{f}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$$

$$L_d \frac{f}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g} < H_s + H_d \quad \ldots\ldots\ldots \quad 73$$

Bei den Differentialpumpen ist also die Wahrscheinlichkeit des vorzeitigen Öffnens für das Saugventil kleiner als für das Druckventil.

Differentialpumpe mit Ventilkolben:

Es bezeichne (siehe Fig. 79) L_s die Länge der Saugleitung, L_0 die Länge des Kolbenrohres, L_d die Länge der Steigleitung, e_1 den senkrechten Abstand des Kolbens vom Saugwasserspiegel bei der unteren Kolbentotlage, e_2 seinen Abstand von der Mündung der Steigleitung, $e_1 + e_2$ die ganze Förderhöhe $(H_s + H_d)$.

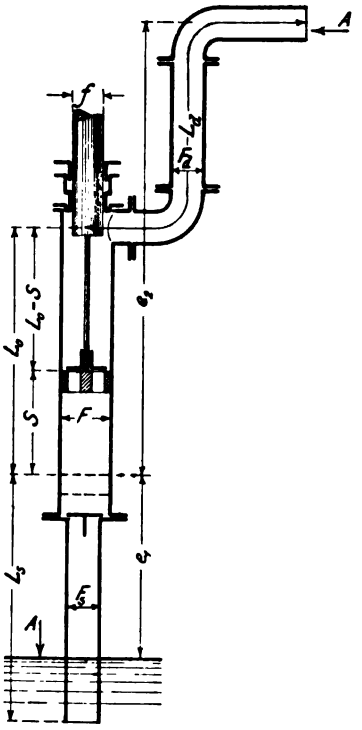


Fig. 79.

Kolbenventil:

Die Pressung h_I unter dem Kolbenventil ist beim höchsten Stand des Kolbens, wenn der Widerstand des Saugventils vernachlässigt wird, gleich dem Druck der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens, vermindert um die Höhe der Wassersäule unter dem Kolben und vermehrt um den Massendruck des Wassers im Kolbenrohr unterhalb des Kolbens und den Massendruck des Wassers in der Saugleitung. Man hat daher

$$h_I = A - (e_1 + S) + S\frac{\omega^2 r}{g} + L_s\frac{F}{F_s}\frac{\omega^2 r}{g}.$$

Die gleichzeitige Pressung h_{II} über dem Kolbenventil beträgt, da der Massendruck des Wassers im Kolbenrohr oberhalb des Kolbens gleich $-(L_0 - S)\frac{\omega^2 r}{g}$ und der Massendruck des Wassers in der Steigleitung gleich $-L_d\frac{F-f}{F_d}\frac{\omega^2 r}{g}$ ist,

$$h_{II} = A + (e_2 - S) - (L_0 - S)\frac{\omega^2 r}{g} - L_d\frac{F-f}{F_d}\frac{\omega^2 r}{g}.$$

Ein vorzeitiges Öffnen des Kolbenventils unterbleibt, wenn

$$A - (e_1 + S) + S\frac{\omega^2 r}{g} + L_s\frac{F}{F_s}\frac{\omega^2 r}{g} < A + (e_2 - S) - (L_0 - S)\frac{\omega^2 r}{g} - L_d\frac{F-f}{F_d}\frac{\omega^2 r}{g}$$

$$L_s\frac{F}{F_s}\frac{\omega^2 r}{g} + L_0\frac{\omega^2 r}{g} + L_d\frac{F-f}{F_d}\frac{\omega^2 r}{g} < e_1 + e_2 < H_s + H_d \quad 74$$

Die Summe der Massendrücke des Wassers in der Steigleitung, dem Kolbenrohr und der Saugleitung muß kleiner als die ganze Förderhöhe sein.

Der Massendruck $L_d \frac{F - f}{F_d} \frac{\omega^2 r}{g}$ des Wassers in der Druckleitung läßt sich durch einen Windkessel am unteren Ende der Steigleitung eliminieren. Bei Rohrbrunnenpumpen ist für die Anordnung eines Saugwindkessels und eines Windkessels im Kolbenrohr direkt über dem Pumpenzylinder kein Raum. Solche Pumpen müssen daher eine entsprechend geringe Hubzahl haben, damit die Summe der Massendrücke des Wassers in der Saugleitung und im Kolbenrohr nach vorstehender Bedingung kleiner als die Förderhöhe ist.

Findet ein vorzeitiges Öffnen des Kolbenventils beim Kolbenaufgang nicht statt, so ist auch ein vorzeitiges Öffnen des Saugventils gegen Ende des Kolbenniedergangs infolge seiner Entlastung durch die lebendige Kraft des Wassers in der Steigleitung ausgeschlossen, denn das Wasser in dem Kolbenrohr und der Saugleitung steht beim Kolbenniedergang still, die Wahrscheinlichkeit eines Voröffnens ist daher beim Saugventil viel geringer als beim Kolbenventil.

Für die einfachwirkende Hubpumpe ohne Differentialwirkung haben die vorstehenden Gleichungen volle Gültigkeit, wenn $f = o$ gesetzt wird und zwar ist in diesem Fall die Wahrscheinlichkeit der vorzeitigen Eröffnung des Kolbenventils eine größere, als bei der Pumpe mit Differentialwirkung, weil die Massenkraft des Wassers in der Steigleitung größer ist.

9. Die Saug- und die Druckwirkung der Kolbenpumpen mit Windkesseln.

a) Wirkungsweise des Saugwindkessels.

In die Saugleitung (s. Fig. 80) sei ein Gefäß W_s (Windkessel) eingeschaltet. Außerdem sei am unteren Ende der Saugleitung ein sog. Fußventil angebracht, welches das Rückfließen des Wassers aus der Saugleitung nach dem Brunnen beim Stillstand der Pumpe verhindert.

Vor dem Ingangsetzen der Pumpe werde die Saugleitung und der Windkessel mit Wasser angefüllt, letzterer etwa bis zur Höhe des Hahns, durch welchen die Luft abgelassen werden kann.

Falls keine besondere Vorrichtung zum Anfüllen getroffen ist, kann dieses durch den Saugventilkasten nach Herausnahme des Saugventils geschehen.

Wird nun die Pumpe in Betrieb gesetzt, so entnimmt sie ihr Wasser aus dem Windkessel. Der Wasserspiegel in diesem sinkt, die über ihm befindliche Luft dehnt sich aus und der Druck derselben nimmt ab. Da-

durch vermindert sich auch der Druck auf das Fußventil, bis dieses durch den Druck der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens gehoben und die über ihm befindliche Wassersäule in Gang gesetzt wird. Es beginnt das Wasser aus dem Brunnen in den Windkessel überzuströmen. Solange die Wasserentnahme aus dem Windkessel durch die Pumpe größer ist als der Zufluß aus dem Brunnen, wird der Wasserspiegel im Wind-

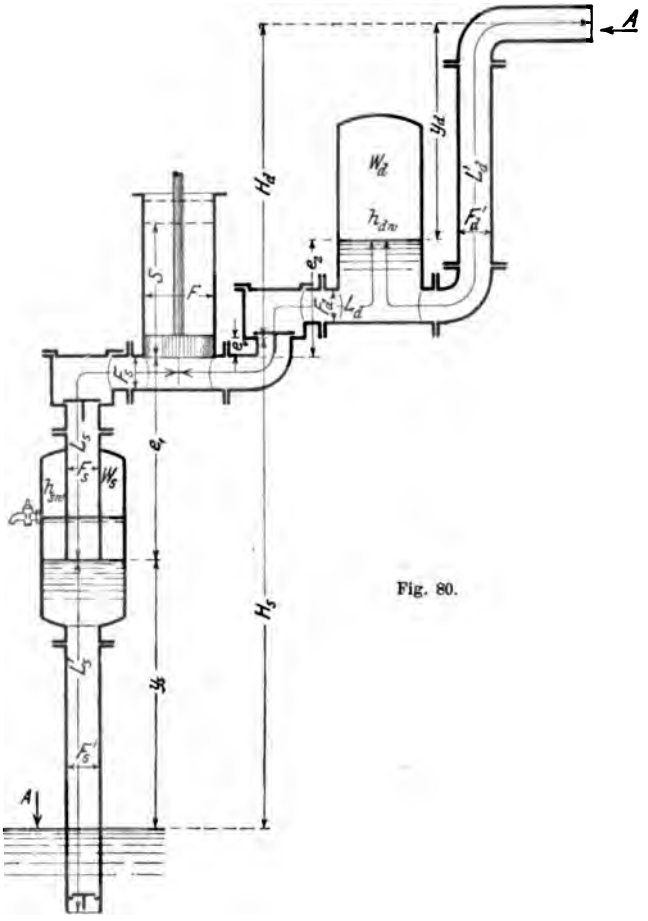


Fig. 80.

kessel und der Luftdruck in demselben weiter sinken. Dadurch wird der Überdruck der Atmosphäre immer größer, und die Wassergeschwindigkeit in der Leitung nimmt zu, bis ebensoviel Wasser dem Windkessel zufließt, als die Pumpe aus ihm entnimmt. Während das Wasser in der Saugleitung emporsteigt, nimmt sein Druck stetig ab. Hierbei scheidet sich Luft ab und zwar um so mehr, je größer die Druckabnahme und je größer

der Luftgehalt des Wassers im Brunnen ist. Diese Luft sammelt sich im Windkessel an, es nimmt daher der Luftgehalt desselben während des Betriebs stetig zu und sein Wasserspiegel sinkt allmählich bis zum unteren Rand des Saugrohrs der Pumpe.

Ein weiteres Sinken findet nicht statt, vielmehr wird jetzt die mit dem Wasser in den Windkessel eintretende Luftmenge durch die Pumpe beständig abgesaugt, womit der Beharrungszustand erreicht ist. Da die Höhenlage des Wasserspiegels im Windkessel und der Luftdruck in demselben (annähernd) konstant bleiben, so ist der Unterschied zwischen Atmosphärendruck und Windkesselpressung unveränderlich. Es bewegt sich daher auch das Wasser vom Brunnen zum Windkessel mit konstanter Geschwindigkeit, und eine Massenkraft tritt für diese Leitungsstrecke nicht auf. Nur die zwischen Windkessel und Pumpe befindliche Wassersäule erfährt der Kolbenbewegung entsprechende Geschwindigkeitsänderungen. Damit die hierbei entstehenden Massenkräfte klein ausfallen, soll diese Wassersäule kurz sein; der Windkessel ist deshalb so nahe als möglich an die Pumpe zu rücken.

Die Pressung der Luft im Saugwindkessel während des Betriebs ergibt sich aus folgendem:

Ist Q die durchschnittliche Wasserlieferung der Pumpe in der Sekunde in cbm,

F_s' der Querschnitt der Saugleitung des Windkessels in qm,

c_s' die (annähernd) konstante Geschwindigkeit des Wassers in dieser Leitung in m,

so gilt

$$F_s' c_s' = Q.$$

Es ist daher die Geschwindigkeit des Wassers im Saugrohr des Windkessels

$$c_s' = \frac{Q}{F_s'}. \quad \ldots \ldots \ldots \quad 75$$

Um dem Wasser, das im Brunnen die Geschwindigkeit Null hat, diese Geschwindigkeit zu verleihen, ist eine Druckhöhe $\frac{c_s'^2}{2g}$ notwendig. Außerdem sind Bewegungswiderstände auf dem Weg des Wassers vom Brunnen bis zum Windkessel zu überwinden, welche im ganzen die Druckhöhe $\Sigma\zeta \cdot \frac{c_s'^2}{2g}$ erfordern mögen. Beträgt ferner der senkrechte Abstand des Wasserspiegels im Windkessel vom Wasserspiegel des Brunnens y_s m, so ist der Luftdruck h_{sw} im Windkessel bestimmt durch

$$h_{sw} = A - y_s - \frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta), \quad \ldots \ldots \quad 76$$

denn es ist der Druck im Windkessel gleich dem Druck der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens abzüglich des Drucks, welcher notwendig ist, um der Wassersäule zwischen Brunnen und Windkessel das Gleichgewicht zu halten, und abzüglich der zur Überwindung der Widerstände und zur Geschwindigkeitserzeugung notwendigen Druckhöhe.

b) Wirkungsweise des Druckwindkessels.

Ebenso wie in die Saugleitung sei in die Druckleitung (s. Fig. 80) ein Gefäß W_d (Windkessel) eingeschaltet, welches so gebaut ist, daß die in ihm enthaltene Luft nicht nach der Druckleitung entweichen kann.

Der Betrieb der Pumpe vollzieht sich in der Weise, daß nur die zwischen Pumpe und Windkessel befindliche Wassermasse die Geschwindigkeitsänderungen des Kolbens mitmacht, während die Wassermasse in der Druckleitung hinter dem Windkessel sich mit konstanter Geschwindigkeit bewegt.

Ist Q die durchschnittliche Wasserlieferung der Pumpe in der Sekunde in cbm,

F'_d der Querschnitt der Druckleitung in qm,

c'_d die (annähernd) konstante Geschwindigkeit in dieser Leitung in m,

so ergibt sich diese Geschwindigkeit aus

$$c'_d = \frac{Q}{F'_d} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 77$$

Damit das Wasser mit dieser Geschwindigkeit durch die Druckleitung strömt, muß der Druck h_{dw} der Luft im Windkessel gleich sein dem Druck A der Atmosphäre auf die Mündung des Druckrohres plus dem Druck y_d der über dem Wasserspiegel des Windkessels stehenden Wassersäule plus dem Druck $\Sigma\zeta \frac{c'^2_d}{2g}$ zur Überwindung der Bewegungswiderstände in der Leitung plus dem Druck $\frac{c'^2_d}{2g}$ zur Erzeugung der Geschwindigkeit c'_d in der Leitung, sofern man annimmt, daß die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in den Windkessel tritt, durch Stoß und Wirbelung in diesem verloren geht.

Es ist also die Pressung der Luft im Druckwindkessel während des Betriebes:

$$h_{dw} = A + y_d + \frac{c'^2_d}{2g}(1 + \Sigma\zeta) \quad \ldots \ldots \quad 78$$

In Wirklichkeit ist weder in der Saugleitung noch in der Druckleitung die Wassergeschwindigkeit vollständig unveränderlich. Da die Entnahme aus dem Saugwindkessel bezw. die Zufuhr zu dem Druckwind-

kessel der Wirkungsweise der Pumpe entsprechend eine periodisch veränderliche ist, so schwankt der Wasserspiegel und demgemäß auch die Pressung der Luft im Windkessel periodisch, was zur Folge hat, daß auch die Wassergeschwindigkeit in der angeschlossenen Leitung periodisch veränderlich ist. Der Geschwindigkeitsunterschied ist jedoch schon bei mäßigen Abmessungen des Windkessels so klein, daß bei praktischen Rechnungen die Wassergeschwindigkeit in der Leitung konstant angenommen werden kann.

Eine nähere Darlegung dieser Verhältnisse ist im späteren (Ziff. 10) gegeben.

c) Bestimmung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche.

Die Arbeit einer Pumpe mit Windkesseln kann als eine Wasserförderung aus einem Gefäß W_s, in welchem geringer Druck herrscht, in ein Gefäß W_d mit höherem Druck aufgefaßt werden.

Die Betrachtungen, welche über die Pumpen ohne Windkessel angestellt wurden, haben volle Gültigkeit, wenn man sich an die Stelle des Brunnens den Saugwindkessel und an die Stelle des Sammelbehälters den Druckwindkessel gesetzt denkt.

An die Stelle des Drucks A der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens tritt jetzt die Pressung h_{sw} der Luft auf den Wasserspiegel des Saugwindkessels, und anstatt des Druckes A der Atmosphäre wirkt auf die Ausflußöffnung der Druckleitung der Druck h_{dw} der Luft im Druckwindkessel. e_1 bedeutet den senkrechten Abstand des Kolbens vom Wasserspiegel des Saugwindkessels, wenn der Kolben sich in seiner unteren Totlage befindet, e_2 den senkrechten Abstand des Kolbens in dieser Lage vom Wasserspiegel des Druckwindkessels, L_s die Länge des Saugrohrs zwischen Saugwindkessel und Pumpe, L_d die Länge des Druckrohrs zwischen Pumpe und Druckwindkessel. Die Länge der Saugleitung zwischen Brunnen und Saugwindkessel sei mit L'_s, die Länge der Druckleitung vom Druckwindkessel bis zum Ausguß mit L'_d bezeichnet.

Dementsprechend ist dann der

Wasserdruck auf die Kolbenfläche während der Saugwirkung:

bei einer stehenden Pumpe nach Gleich. 41:

$$\frac{p_1}{\gamma} = h_{sw} - \left\{(e_1+x)+h_{sv}+\Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2\frac{u^2}{2g}+x\frac{k}{g}+L_s\frac{F}{F_s}\frac{k}{g}+\frac{u^2}{2g}\right\} \quad 79$$

bei einer liegenden Pumpe nach Gleich. 42:

$$\frac{p_1}{\gamma} = h_{sw} - \left\{e_1+h_{sv}+\Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2\frac{u^2}{2g}+\frac{xk}{g}+L_s\frac{F}{F_s}\frac{k}{g}+\frac{u^2}{2g}\right\} \quad 80$$

wobei $h_{sw} = A - y_s - \frac{c'^2_s}{2g}(1+\Sigma\zeta)$.

Wasserdruck auf die Kolbenfläche während der Druckwirkung:

bei einer stehenden Pumpe nach Gleich. 49:

$$\frac{p_z}{\gamma} = h_{dw} + e_z - (S - x) + h_{dv} + \Sigma\zeta_d \left(\frac{F}{F_d}\right)^2 \frac{u^2}{2g} + (S - x)\frac{k}{g} + L_d \frac{F}{F_d}\frac{k}{g} + \left[\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 - 1\right]\frac{u^2}{2g} \quad \ldots\ldots 81$$

bei einer liegenden Pumpe nach Gleich. 50:

$$\frac{p_z}{\gamma} = h_{dw} + e_z + h_{dv} + \Sigma\zeta_d \left(\frac{F}{F_d}\right)^2 \frac{u^2}{2g} + (S - x)\frac{k}{g} + L_d \frac{F}{F_d}\frac{k}{g} + \left[\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 - 1\right]\frac{u^2}{2g} \quad \ldots\ldots 82$$

wobei $h_{dw} = A + y_d + \frac{c_d'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta)$.

d) Bedingung, daß das Wasser dem Kolben bei der Saugwirkung folgt.

Ersetzt man in Gleichung 56 den Druck A der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens durch den Windkesseldruck h_{sw}, so hat man die Bedingung:

$$h_{sw} - \left\{e_1 + h_{(sv)_0} + L_s \frac{F}{F_s}\frac{k_0}{g}\right\} - e_4 > A_t \quad \ldots 83$$

oder mit $h_{sw} = A - y_s - \frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta)$,

$$A - y_s - \frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta) - e_1 - e_4 - h_{(sv)_0} - L_s \frac{F}{F_s}\frac{k_0}{g} > A_t$$

oder da (Fig. 80) $y_s + e_1 + e_4 = H_s$

$$A - H_s - \frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta) - h_{(sv)_0} - L_s \frac{F}{F_s}\frac{k_0}{g} > A_t \quad \ldots 84$$

Hieraus ergibt sich für den Massendruck des Wassers zwischen Saugwindkessel und Pumpe:

$$L_s \frac{F}{F_s}\frac{k_0}{g} < A - A_t - H_s - h_{(sv)_0} - \frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta) \quad \ldots 85$$

oder mit $k_0 = \omega^2 r \left(1 \pm \frac{r}{L}\right)$

$$L_s \frac{F}{F_s}\frac{\omega^2 r}{g}\left(1 \pm \frac{r}{L}\right) < A - A_t - H_s - h_{(sv)_0} - \frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta) \quad 86$$

e) Graphische Darstellung des Wasserdrucks auf die Kolbenfläche.

Der Druck des Wassers auf die Kolbenfläche einer Pumpe mit Windkesseln werde in gleicher Weise dargestellt, wie dies für eine Pumpe ohne Windkessel im früheren geschehen ist.

Es sei die früher berechnete Pumpe, Fig. 70, S. 66, mit Saug- und Druckwindkessel versehen, wie durch gestrichelte Linien angegeben ist. Außerdem sei die Pumpe um 2,7 m höher aufgestellt, so daß der Abstand des Druckventils vom Wasserspiegel des Brunnens 7,040 m statt 4,340 m beträgt (vergl. die eingeklammerten Maße der Fig. 70).

Es soll für den Saug- und den Druckhub die Linie des Wasserdrucks auf den Kolben bestimmt werden bei einer Annahme von 60 Umdrehungen in der Minute.

Wie früher (S. 65) gilt: $n = 60$; $\omega = 6{,}28$; $\omega^2 = 39{,}44$; $r = 0{,}075$ m; $\omega^2 r = 2{,}96$; $\omega^2 r^2 = 0{,}22$; $F = \frac{\pi}{4} . 0{,}075^2 = 0{,}0044$ qm usw.

Bestimmung des Drucks $\frac{p_1}{\gamma}$ während der Saugwirkung:

Nach Gleichung 79 ist, bei Vernachlässigung des Massendrucks $x \frac{k}{g}$ des Wassers im Pumpenzylinder:

$$\frac{p_1}{\gamma} = h_{sw} - (e_1 + x) - h_{sv} - \left[\Sigma\zeta\left(\frac{F}{F_s}\right)^2 + 1\right]\frac{u^2}{2g} - L_s \frac{F}{F_s}\frac{k}{g}, \quad 87$$

wobei $$h_{sw} = A - y_s - \frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta).$$

Der Windkesseldruck h_{sw} ergibt sich nun aus folgendem:

Die mittlere Wasserlieferung der einfachwirkenden Pumpe beträgt

$$Q = \frac{F S n}{60} = \frac{0{,}0044 . 0{,}150 . 60}{60} = 0{,}00066 \text{ cbm},$$

also ist die Geschwindigkeit des Wassers im Saugrohr des Windkessels nach Gleich. 75

$$c_s' = \frac{Q}{F_s'} = \frac{0{,}00066}{0{,}001963} = 0{,}336 \text{ m}.$$

Die Summe der Widerstandskoeffizienten $\Sigma\zeta$ ergibt sich für die Leitung vom Brunnen zum Windkessel bei der Länge (Fig. 70) $L_s' = 0{,}250 + 6{,}490 = 6{,}740$ m aus

Leitungswiderstand $\zeta = \frac{\lambda L_s'}{D_s'} = \frac{0{,}03 . 6{,}740}{0{,}05}$ $\zeta = 4{,}0$

Widerstand beim Eintritt ins untere Ende des Saugrohres $\zeta = 0{,}5$

$\Sigma\zeta = 4{,}5$

Mit $A = 10$ m; $y_s = 6{,}490$ m (s. Fig. 70); $c_s' = 0{,}336$ m und $\Sigma\zeta = 4{,}5$ wird

$$h_{sw} = 10 - 6{,}490 - \frac{0{,}336^2}{2 . 9{,}81}(1 + 4{,}5) = 10 - 6{,}490 - 0{,}032 = 3{,}478 \text{ m}.$$

Die Berechnung des Ventilwiderstandes (s. Ziff. 15, S. 169 u. 174) ergebe
für den Widerstand des geöffneten Ventils $h_{sv} = 0{,}360$ m;
für den Öffnungswiderstand $h_{(sv)_0} = 1{,}280$ m.

Der Bestimmung der hydraulischen Bewegungswiderstände für die Leitungsstrecke vom Windkessel bis zur Pumpenachse sei ein Rohr vom Durchmesser $D_s = 0{,}050$ und der Länge $L_s = 0{,}360 + 0{,}065 + 0{,}225 = 0{,}650$ m, welches bei A und B ein rechtwinkliges Knie hat, zugrunde gelegt. Dann ergibt sich für die Summe der Widerstandskoeffizienten $\Sigma\zeta_s$ nach Ziff. 14:

Leitungswiderstand $\zeta = \frac{\lambda L_s}{D_s} = \frac{0{,}03 \,.\, 0{,}650}{0{,}05}$	$\zeta = 0{,}4$
Knie bei A mit $\delta = 90^0$ nach Weisbach	$\zeta = 1{,}0$
Knie bei B desgl.	$\zeta = 1{,}0$
Widerstand beim Eintritt ins Saugrohr	$\zeta = 0{,}5$
	$\Sigma\zeta \sim 3{,}0$

Zur Aufzeichnung der Drucklinien der Fig. 73, S. 69 hat man nun folgende Werte:

Linie I. $h_{sw} = 3{,}478$ m.

„ II. $e_1 = 0{,}460$ m (s. Fig. 70); $e_1 + S = 0{,}460 + 0{,}150 = 0{,}610$ m.

„ III. $h_{sv} = 0{,}360$ m; $h_{(sv)_0} = 1{,}280$ m.

„ IV. $C = \left[\Sigma\zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 + 1\right] \frac{\omega^2 r}{g} = (3 \,.\, 2{,}25^2 + 1) \frac{0{,}22}{2 \,.\, 9{,}81} = 0{,}182$ m.

„ V. $C_1 = L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} = 0{,}650 \,.\, 2{,}25 \,.\, \frac{2{,}96}{9{,}81} = 0{,}441$ m.

Die aus diesen Linien resultierende Linie des Drucks $\frac{p_1}{\gamma}$ zeigt Fig. 73.

Bestimmung des Drucks $\frac{p_2}{\gamma}$ während der Druckwirkung:

Nach Gleichung 81 ist, bei Vernachlässigung des Massendrucks $(S - x)\frac{k}{g}$ des Wassers im Pumpenzylinder,

$$\frac{p_2}{\gamma} = h_{dw} + [e_2 - (S - x)] + h_{dv} + \left[(\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 - 1\right] \frac{u^2}{2g} + L_d \frac{F}{F_d} \frac{k}{g}, \quad 88$$

wobei $$h_{dw} = A + y_d + \frac{c_d'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta).$$

Der Windkesseldruck h_{dw} ergibt sich aus folgendem:

Da der Durchmesser der Druckleitung ebenso groß ist, wie der Durchmesser der Saugleitung, so sind die Wassergeschwindigkeiten in diesen Leitungen gleich, also ist

$$c_d' = c_s' = 0{,}336 \text{ m}.$$

Die Summe der Widerstandskoeffizienten $\Sigma\zeta$ für die Leitung vom Wasserspiegel des Druckwindkessels bis zum Ausguß bei einer Länge $L_d' = 0{,}200 + 0{,}265 + 5{,}000 + 0{,}250 = 5{,}715$ m und einem Durchmesser $D_d' = 0{,}050$ m ist nach Ziff. 14:

Leitungswiderstand $\zeta = \frac{\lambda L_d'}{D_d'} = \frac{0{,}03 \cdot 5{,}715}{0{,}05}$		$\zeta = 3{,}4$
Knie bei C mit $\delta = 90^0$ nach Weisbach		$\zeta = 1{,}0$
Krümmer mit $\frac{d}{\varrho} = 33$ nach Weisbach $\zeta = 0{,}14$	2 Stück	$\zeta = 0{,}28$
		$\Sigma\zeta \infty 5$

Mit $A = 10$ m; $y_d = 4{,}800$ m (s. Fig. 70, S. 66); $c_d' = 0{,}336$ m und $\Sigma\zeta = 5$ wird

$$h_{dw} = 10{,}000 + 4{,}800 + \frac{0{,}336^2}{2 \cdot 9{,}81}(1 + 5) = 10 + 4{,}8 + 0{,}035 = 14{,}835\,\text{m}.$$

Die Berechnung des Ventilwiderstands ergebe für den Widerstand des geöffneten Ventils $h_{dv} = 0{,}360$ m, für den Öffnungswiderstand $h_{(dv)_o} = 7{,}260$ m.

Zur Bestimmung der hydraulischen Bewegungswiderstände auf der Strecke vom Pumpenzylinder bis zum Wasserspiegel des Druckwindkessels sei mit Rücksicht auf die Verschiedenheit in der Größe des Durchgangsquerschnitts der durchschnittliche Durchmesser nicht größer als $D_d = 0{,}050$ m angenommen bei einer Länge der Strecke von $L_d = 0{,}225 + 0{,}125 + 0{,}060 + 0{,}200 = 0{,}610$ m. Dann ist die Summe der Widerstandskoeffizienten $\Sigma\zeta$ nach Ziff. 14:

Leitungswiderstand $\zeta = \frac{\lambda L_d}{D_d} = \frac{0{,}03 \cdot 0{,}61}{0{,}05}$	$\zeta = 0{,}36$
Knie bei B mit $\delta = 90^0$ nach Weisbach	$\zeta = 1{,}00$
Krümmer mit $\frac{d}{\varrho} = 0{,}33$ desgl.	$\zeta = 0{,}14$
	$\Sigma\zeta = 1{,}5$

Zur Aufzeichnung der Drucklinien der Fig. 74, S. 69 hat man dann folgende Werte:

Linie I. $h_{dw} = 14{,}835$ m.

„ II. $e_2 = 0{,}350$ m (s. Fig. 70); $e_2 - S = 0{,}350 - 0{,}150 = 0{,}200$ m.

„ III. $h_{dv} = 0{,}360$ m; $h_{(dv)_o} = 7{,}260$ m.

„ IV. $$C = \left[(\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 - 1\right]\frac{\omega^2 r^2}{2g}$$
$$= [(1{,}5 + 1) \cdot 2{,}25^2 - 1]\frac{0{,}22}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}131\,\text{m}.$$

„ V. $$C_1 = L_d \frac{F}{F_d}\frac{\omega^2 r}{g} = 0{,}61 \cdot 2{,}25 \cdot \frac{2{,}96}{9{,}81} = 0{,}414\,\text{m}.$$

Hieraus ergibt sich die in Fig. 74 gezeichnete Linie des Drucks $\frac{p_2}{\gamma}$.

Bei einem Vergleich der Fig. 73 und 74 mit den Fig. 71 und 72 springt die Verminderung des Massendrucks des Wassers infolge der Anordnung der Windkessel in die Augen.

Bei Beginn des Saughubs ist dieser Druck 3,180 m ohne Windkessel und nur 0,441 m mit Windkessel, bei der Druckwirkung stehen die Werte 4,022 m und 0,414 m einander gegenüber. Wegen der Verkleinerung des Massendrucks zu Beginn des Saughubs um $3{,}180 - 0{,}441 \backsim 2{,}7$ m kann die Saughöhe der Pumpe mit Windkessel um 2,7 m größer sein, ohne daß die Pressung im Pumpenraum zu Beginn des Saughubs kleiner ist.

Der Druck $\frac{p_1}{\gamma}$ bezw. $\frac{p_2}{\gamma}$ des Wassers auf den Kolben und demnach auch die Flüssigkeitspressung im Pumpenraum überhaupt wird durch die Anordnung der Windkessel beinahe konstant. Durch den Saugwindkessel wird der Unterschied des Drucks auf den Kolben zu Anfang und Ende des Hubs von $8{,}4 - 2{,}2 = 6{,}2$ m auf $2{,}9 - 2{,}2 = 0{,}7$ m und durch den Druckwindkessel von $19{,}4 - 11{,}5 = 7{,}9$ m auf $15{,}8 - 15{,}1 = 0{,}7$ m verringert. Vermöge der größeren Gleichmäßigkeit des Kolbenwiderstandes wird ein ruhigerer Gang der Pumpe erzielt und die größte Beanspruchung sämtlicher Konstruktionsteile, welche durch die Pressung im Pumpenzylinder zu Beginn des Druckhubs bestimmt ist, wird verringert. Außerdem wird ein gleichmäßiger Wasserausfluß aus der Mündung des Druckrohres bewirkt.

Wegen der mannigfachen Vorteile, welche die Windkessel bieten, sollte jede Pumpe sowohl mit einem Saug- als auch mit einem Druckwindkessel versehen sein. Tatsächlich ist auch meistens ein Druckwindkessel vorhanden, weil derselbe mit Rücksicht auf das Abreißen der Druckwassersäule unentbehrlich ist, während man kleine Pumpen häufig ohne Saugwindkessel ausgeführt findet.

10. Bestimmung der Größe des Windkessels.

Die Anordnung der Windkessel bewirkt, wie oben erläutert, eine annähernd gleichmäßige Wassergeschwindigkeit in den Leitungen. Sie gestattet daher eine Erhöhung der Umdrehungszahl der Pumpe, ohne daß Wasser- oder Ventilschlag entsteht. Ferner wird die Ungleichheit in der Inanspruchnahme der Konstruktionsteile gemildert und ein gleichmäßiger Wasserausfluß aus dem Druckrohr, wie dies bei Spritzen notwendig ist, erzielt.

Außerdem wird durch genügende Abmessungen der Windkessel das Ingangsetzen der Pumpe erleichtert, insofern die Möglichkeit besteht, die

Antriebsmaschine mit voller oder annähernd voller Umdrehungszahl anlaufen zu lassen. Die Arbeit der Pumpe wird zuerst hauptsächlich von den Windkesseln aufgenommen, wobei in denselben die zur Ingangsetzung der Wassermassen nötige Pressung erzeugt wird.

Bei raschem oder plötzlichem Abstellen der Pumpe, wie dies durch Abfallen des Riemens, Durchbrennen des Elektromotors, Bruch in dem Triebwerk der Antriebsmaschine usw. eintreten kann, bietet der Druckwindkessel einen Schutz gegen Zertrümmern der Pumpe durch die zurückfallende Druckwassersäule, insofern die Entstehung eines Stoßes durch die Elastizität der Luft im Windkessel verhindert wird.

Die Größe des Windkessels muß sowohl den Verhältnissen beim Betrieb, wie auch beim Anlassen entsprechen, demgemäß hat ihre Bestimmung nach diesen beiden Gesichtspunkten zu erfolgen.

a) Berechnung des Windkessels mit Rücksicht auf die Druckschwankung.

α) *Schwankung des Wasserspiegels im Windkessel.*

Es sei der Druckwindkessel einer einfachwirkenden Pumpe ins Auge gefaßt. Wie in Ziff. 5 angegeben, läßt sich die Wasserlieferung der

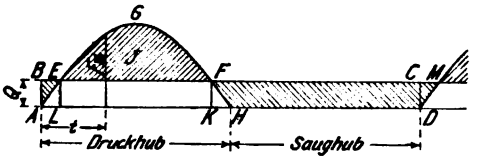


Fig. 81.

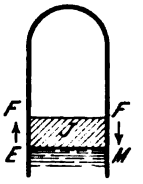


Fig. 82

Pumpe graphisch darstellen. Dementsprechend stelle die Linie A G H (Fig. 81) die von der Pumpe dem Windkessel zugeführte Wassermenge dar. Die Ordinaten der Kurve geben die jeweilige pro Sekunde eintretende Wassermenge, d. h. F u und der Inhalt der von der Kurve eingeschlossenen Fläche $\int F u dt$ die Wassermenge während des ganzen Druckhubs. Die Strecke A H stellt die Zeit des Druckhubs, die Strecke H D die Zeit des Saughubs dar. Während des Saughubs tritt kein Wasser in den Windkessel, weil die Pumpe einfachwirkend ist.

Nimmt man an, daß das Wasser aus dem Windkessel mit gleichbleibender Geschwindigkeit c_d abfließt, was für die vorliegende Untersuchung vollständig zulässig ist, so strömt in der Sekunde durch die Druckleitung vom Querschnitt F_d die Wassermenge $F_d c_d$ ab. Dieser Abfluß findet fortwährend statt, die während einer Umdrehung abfließende Wassermenge wird daher durch die Rechtecksfläche A B C D dargestellt, deren

Höhe AB durch den Wert $F_d' c_d' = Q$ bestimmt ist, wenn Q die durchschnittliche sekundliche Wasserlieferung der Pumpe ist.

Da sich nach jeder Umdrehung der Pumpe der gleiche Vorgang wiederholt, so ist während einer Umdrehung der Zufluß und Abfluß des Windkessels gleich groß. Es ist also

Fläche AEGFH = Fläche ABCD.

Aus der Fig. 81 ergibt sich: Bei E ist der Zufluß und Abfluß des Wassers gleich groß; von E bis F ist der Zufluß größer als der Abfluß, der Wasserspiegel im Windkessel steigt; bei F sind wieder beide gleich, der Wasserspiegel steigt nicht mehr weiter, er hat seine höchste Lage erreicht (s. Fig. 82).

Von F bis M, welch letzterer Punkt dem Punkt E entspricht (s. Fig. 81), ist der Wasserabfluß größer als der Zufluß, der Wasserspiegel sinkt fortwährend und erreicht bei M wieder dieselbe Lage, wie bei E (s. Fig. 82).

Die Wassermenge, welche von E bis F in den Windkessel tritt, ist dargestellt durch die Fläche LEGFK, die Wassermenge, welche gleichzeitig austritt, durch die Rechtecksfläche LEFK. Der Betrag, um welchen sich der Wasserinhalt des Windkessels von E bis F vergrößert, ist gleich der Differenz von Wasserzufuhr und Wasserabfuhr, also gleich der überschießenden Fläche EGF.

Um den gleichen Betrag nimmt der Wasserinhalt von F bis M wieder ab, es ist daher Fläche HFMD = Fläche EGF. Der Inhalt der Fläche EGF stellt also die Wassermenge dar, um welche sich der Wasserinhalt des Windkessels periodisch ändert. Es werde diese Wassermenge die fluktuierende Wassermenge genannt und mit J bezeichnet.

Bei dem Saugwindkessel sind die Verhältnisse genau die gleichen, das Vorstehende hat daher auch für den Saugwindkessel Gültigkeit.

Bestimmung der fluktuierenden Wassermenge.

Einfachwirkende Pumpe:

Die von der Pumpe in der Zeit dt gelieferte Wassermenge ist nach Gleich. 10 und 17

$$F u dt = F \omega r \sin \varphi \, dt = F \frac{\pi n}{30} r \sin \varphi \, dt.$$

In der gleichen Zeit fließt aus dem Windkessel die Wassermenge Q dt ab. Für die einfachwirkende Pumpe ist nach Gleich. 2

$$Q = \frac{FSn}{60} = \frac{Frn}{30}$$

also

$$Q dt = \frac{Frn}{30} dt.$$

Die Zunahme des Wasserinhalts des Windkessels in der Zeit dt ist gleich der Differenz von Zufluß und Abfluß, also

$$dq = \frac{Fr\pi n}{30} \sin\varphi\, dt - \frac{Frn}{30} dt \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 89$$

$$= \frac{Frn}{30} (\pi \sin\varphi - 1)\, dt,$$

oder da

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{d\varphi}{dt}, \text{ also } dt = \frac{30}{\pi n} d\varphi$$

$$dq = Fr \left(\sin\varphi - \frac{1}{\pi}\right) d\varphi. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 90$$

Für Punkt E und F ist Zufluß = Abfluß, also dq = 0, somit

$$\sin\varphi - \frac{1}{\pi} = 0$$

$$\sin\varphi = \frac{1}{\pi} = 0{,}3183$$

$$\varphi_1 = 18^0\,35' \text{ bezw. } \varphi_2 = 161^0\,25'.$$

Der Betrag, um welchen der Wasserinhalt des Windkessels von E bis F zunimmt, oder die fluktuierende Wassermenge J ergibt sich demnach aus

$$J = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dq = Fr \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\sin\varphi - \frac{1}{\pi}\right) d\varphi$$

$$= Fr \left(-\cos\varphi - \frac{\varphi}{\pi}\right)_{\varphi_1 = 18^0\,35'}^{\varphi_2 = 161^0\,25'}$$

$$= 1{,}102\, Fr$$

$$= 0{,}55\, FS \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 91$$

Doppeltwirkende Pumpe (nach Fig. 45, S. 44):

Die Lieferungskurve ist in Fig. 61, S. 54 dargestellt. Bei der doppeltwirkenden Pumpe wiederholt sich nach jedem Hub der gleiche Vorgang, es findet daher bei jeder Umdrehung ein zweimaliges Steigen und Sinken des Wasserspiegels statt.

In der Zeit dt ist der

Wasserzufluß $\quad Fudt = \frac{F\pi nr}{30} \sin\varphi\, dt$

Wasserabfluß (nach Gleich. 5) $\quad Qdt = \frac{2FSn}{60} dt = \frac{2Frn}{30} dt,$

also die Zunahme des Wasserinhalts

$$dq = \frac{Frn}{30}(\pi \sin \varphi - 2)\, dt \quad \ldots\ldots\ldots 92$$

oder mit $dt = \frac{30}{\pi n} d\varphi$

$$dq = Fr\left(\sin \varphi - \frac{2}{\pi}\right) d\varphi \quad \ldots\ldots\ldots 93$$

Für die Punkte E und F, in welchen die Zufuhr und Abfuhr gleich groß sind, also $dq = 0$ ist, gilt

$$\sin \varphi - \frac{2}{\pi} = 0$$

$$\sin \varphi = \frac{2}{\pi} = 0{,}6366$$

$$\varphi_1 = 39^0\,30'; \quad \varphi_2 = 140^0\,30'$$

$$J = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dq = Fr \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\sin \varphi - \frac{2}{\pi}\right) d\varphi$$

$$= Fr\left(-\cos \varphi - \frac{2\varphi}{\pi}\right)_{\varphi_1 = 39^0\,30'}^{\varphi_2 = 140^0\,30'}$$

$$= 0{,}21\ FS \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 94$$

Das Lieferungsdiagramm zweier doppeltwirkenden Pumpen, deren Kurbeln unter 90^0 gekuppelt sind, zeigt Fig. 64, S. 55. Nimmt man an, daß der wirksame Kolbenquerschnitt vorne und hinten gleich groß ist, wie dies für die Pumpe nach Fig. 45 tatsächlich zutrifft, so ergibt die Berechnung eine fluktuierende Wassermenge von der Größe

$$J = 0{,}042\ FS \quad \ldots\ldots\ldots 95$$

Für 3 einfachwirkende Pumpen unter 120^0 gekuppelt erhält man (vgl. Fig. 63, S. 55).

$$J = 0{,}009\ FS \quad \ldots\ldots\ldots 96$$

Ist der Flächeninhalt des Wasserspiegels im Windkessel F_w qm, so ist der Betrag, um welchen der Wasserspiegel auf- und abschwankt, in m

$$x = \frac{J}{F_w} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots 97$$

Die Schwankung des Wasserspiegels hängt also unter der Voraussetzung gleichbleibender Wassergeschwindigkeit in der Leitung außer von dem System und der Größe der Pumpe nur von der Größe des Wasserspiegels, jedoch nicht von dem Rauminhalt des Windkessels ab.

Es muß daher, wenn die Schwankung des Wasserspiegels klein sein soll, wie dies bei Saugwindkesseln anzustreben ist, die Fläche des Wasserspiegels groß sein.

β) Schwankung des Drucks im Windkessel.

Infolge der Schwankung des Wasserspiegels schwankt auch der Druck der Luft im Windkessel.

Es sei

W_{max}, W_{min} und W_m das größte, kleinste und mittlere Volumen der Luft in cbm,

h_{min}, h_{max} und h_m ihre kleinste, größte und mittlere Pressung in m Wassersäule,

alsdann ist

$$W_{max} - W_{min} = J \quad \ldots\ldots\ldots \quad 98$$

Ferner gilt nach dem Mariotteschen Gesetz

$$h_{min} W_{max} = h_m W_m = h_{max} W_{min} \quad \ldots\ldots \quad 99$$

Ein Maß für die Größe der Druckschwankung gibt ihr Verhältnis zum mittleren Druck im Windkessel, d. h.

$$\delta_w = \frac{h_{max} - h_{min}}{h_m}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 100$$

Dieser Wert kann als der Ungleichförmigkeitsgrad des Windkesseldrucks bezeichnet werden.

Es ist nun

$$h_{max} = \frac{h_m W_m}{W_{min}}; \; h_{min} = \frac{h_m W_m}{W_{max}},$$

also

$$\delta_w = W_m \frac{W_{max} - W_{min}}{W_{max} W_{min}}.$$

Da annähernd

$$W_{max} W_{min} = W_m^2$$

ist, so wird

$$\delta_w = \frac{W_{max} - W_{min}}{W_m} = \frac{J}{W_m} \quad \ldots\ldots \quad 101$$

oder

$$W_m = \frac{J}{\delta_w} = \frac{k F S}{\delta_w}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 102$$

Der Windkessel muß also um so größer sein, je größer das Zylindervolumen FS der Pumpe ist und je kleiner der Ungleichförmigkeitsgrad δ_w des Windkesseldrucks sein soll; außerdem hängt seine Größe von der Zahl k, d. h. dem System der Pumpe ab.

Beispiel: Bei einer doppeltwirkenden Pumpe soll die Druckschwankung im Windkessel 3 % vom mittleren Windkesseldruck betragen, wie groß muß der Windkessel sein?

Mit $h_{max} - h_{min} = 0{,}03\, h_m$, also $\delta_w = \frac{h_{max} - h_{min}}{h_m} = 0{,}03$ und $k = 0{,}21$ (s. Gleich. 94) erhält man

$$W_m = \frac{0{,}21\ FS}{0{,}03} = 7\ FS.$$

In gleicher Weise ergibt sich der Luftinhalt des Windkessels für einfach- und doppeltwirkende Pumpen aus folgender Tabelle.

δ_w	$\frac{W_m}{FS}$	
	einfachwirkende Pumpe ($k = 0{,}55$)	doppeltwirkende Pumpe ($k = 0{,}21$)
0,01	55	21
0,02	27,5	10,5
0,03	18,3	7
0,04	13,7	5,2
0,05	11	4,2

Je kleiner δ_w gewählt wird, um so gleichmäßiger ist der zu überwindende Gegendruck des Windkessels oder der Kolbenwiderstand, um so ruhiger also der Gang der Maschine, und um so gleichmäßiger die Wassergeschwindigkeit in der Leitung.

Die bei den vorstehenden Entwicklungen gemachte Annahme, daß das Wasser in der Rohrleitung sich mit gleichbleibender Geschwindigkeit bewege, trifft in Wirklichkeit nicht zu, denn wenn der Druck im Windkessel schwankt, so schwankt auch die Geschwindigkeit in der Leitung, und zwar ist, wie sich nachweisen läßt, die Geschwindigkeitsschwankung in der Leitung um so größer, je größer die Druckschwankung im Windkessel, je kürzer die Leitung, je größer der mittlere Windkesseldruck, also die Druckhöhe, je kleiner die Umdrehungszahl und je kleiner die mittlere Wassergeschwindigkeit in der Leitung ist.

Es entwickeln sich daher starke Geschwindigkeitsschwankungen in der Druckleitung von Pumpen mit kurzer Leitung und verhältnismäßig großer Druckhöhe, wenn dieselben mit einer Umdrehungszahl betrieben werden, welche wesentlich geringer als ihre normale ist. Dies ist z. B. bei Kesselspeisepumpen der Fall. Es ist eine bekannte Erscheinung, daß das Speiseventil am Kessel im Tempo der Pumpe zu schlagen beginnt, sobald diese mit geringer Umdrehungszahl betrieben wird. Dies ist daraus zu erklären, daß die Geschwindigkeitsschwankung in der Leitung bei langsamem Gang der Pumpe so stark wird, daß die Wassergeschwindigkeit periodisch auf Null sinkt, so daß das Speiseventil sich schließt. Um dies zu vermeiden, muß der Windkessel reichlich groß und der Leitungsdurchmesser knapp gewählt werden.

Bei Pumpen, deren Leitungslänge gleich oder größer als die Druckhöhe ist, und welche mit normaler Umdrehungszahl betrieben werden, ist die Geschwindigkeitsschwankung in der Leitung gering.

Bei Saugwindkesseln ist ein möglichst ruhiger Wasserspiegel, also möglichst gleichmäßige Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in den Windkessel anzustreben. Der Luftinhalt des Windkessels soll daher um so größer sein, je größer der mittlere Windkesseldruck, je geringer also die Saughöhe, und je kürzer die Saugleitung ist.

b) Berechnung des Windkessels mit Rücksicht auf das Ingangsetzen der Pumpe.

Pumpe und Rohrleitungen seien mit Wasser gefüllt. Das Volumen der im Druckwindkessel enthaltenen Luft sei vor der Ingangsetzung der Pumpe W_0 cbm, ihre Pressung h_0 m Wassersäule, dann ist

$$h_0 = A + y_d, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 103$$

wenn A der Druck der Atmosphäre auf die Mündung des Steigrohrs und y_d der senkrechte Abstand dieser Mündung vom Wasserspiegel des Windkessels ist. Wird die Pumpe angelassen, so liefert sie ihr Wasser zunächst in den Windkessel; es steigt der Wasserspiegel in diesem, und durch die hiermit verbundene Verkleinerung des Luftvolumens wächst der Luftdruck. Infolgedessen setzt sich das Wasser in der Druckleitung in Bewegung und strömt mit um so größerer Geschwindigkeit ab, je höher der Druck im Windkessel steigt.

Es sei angenommen, daß die Pumpe mit solcher Geschwindigkeit angelassen werde, daß durch den Querschnitt F_1 des Zuflußrohrs das Wasser mit der durchschnittlichen Geschwindigkeit c_1 in den Windkessel trete, so daß also $F_1 c_1$ cbm dem Windkessel in der Sekunde zugeführt werden. Nach t Sekunden, vom Beginn der Inbetriebsetzung an gerechnet, sei die Pressung im Windkessel von h_0 auf h gestiegen, hierbei habe das Volumen der Luft von W_0 auf W abgenommen und das Wasser in der Rohrleitung vom Querschnitt F_d habe die Geschwindigkeit c erreicht. Im Zeitelement dt tritt die Wassermenge $F_1 c_1 dt$ in den Windkessel, während die Wassermenge $F_d c\, dt$ von ihm abfließt. Es wird also der Wasserinhalt des Windkessels in der Zeit dt um das Volumen

$$dq = F_1 c_1 dt - F_d c\, dt \quad \ldots \ldots \quad 104$$

vergrößert, bezw. das Luftvolumen im Windkessel verkleinert.

Die ganze Verminderung des Luftinhalts vom Beginn der Inbetriebsetzung bis zur Zeit t ist dann

$$q = \int_0^t F_1 c_1 dt - \int_0^t F_d c\, dt \quad \ldots \ldots \quad 105$$

$$= F_1 c_1 t - F_d \int_0^t c\, dt.$$

Da nach dem Mariotteschen Gesetz das Produkt aus Druck und Volumen der Luft konstant ist, so gilt

$$W h = W_0 h_0$$

oder da

$$W = W_0 - q$$

$$(W_0 - q) h = W_0 h_0$$

also

$$q = W_0 - W_0 \frac{h_0}{h} \quad \ldots\ldots \quad 106$$

und demnach

$$dq = W_0 h_0 \frac{dh}{h^2} \quad \ldots\ldots \quad 107$$

Hiernach ist mit Rücksicht auf Gleich. 104

$$F_1 c_1 dt - F_{\dot{d}} c dt = W_0 h_0 \frac{dh}{h^2} \quad \ldots\ldots \quad 108$$

Es ergibt sich nun noch eine weitere Beziehung aus folgendem:

Wenn der Druck h im Windkessel größer ist, als der Widerstand h_0 der Wassersäule, so erfährt diese eine Beschleunigung, deren Größe sich aus dem Gesetz, daß bewegende Kraft = Masse mal Beschleunigung ist, bestimmt. Auf den Querschnitt des Steigrohrs wirkt der Druck $F_{\dot{d}} h \gamma$, der Widerstand der Wassersäule ist gleich $F_{\dot{d}} h_0 \gamma$, wenn man von den hydraulischen Bewegungswiderständen absieht. Die die Wassersäule bewegende Kraft ist also $F_{\dot{d}} (h - h_0) \gamma$. Hat die Wassersäule die Länge $L_{\dot{d}}$, so ist ihre Masse $\frac{F_{\dot{d}} L_{\dot{d}} \gamma}{g}$ und da ihre Beschleunigung gleich $\frac{dc}{dt}$, so ergibt sich die Beziehung

$$F_{\dot{d}} (h - h_0) \gamma = \frac{F_{\dot{d}} L_{\dot{d}} \gamma}{g} \frac{dc}{dt}, \quad \ldots\ldots \quad 109$$

woraus

$$dt = \frac{L_{\dot{d}}}{g} \frac{dc}{h - h_0} \quad \ldots\ldots \quad 110$$

Setzt man diesen Wert in Gleich. 108 ein, so folgt

$$\frac{L_{\dot{d}}}{g} (F_1 c_1 - F_{\dot{d}} c) \frac{dc}{h - h_0} = W_0 h_0 \frac{dh}{h^2}$$

$$\frac{L_{\dot{d}}}{g} (F_1 c_1 - F_{\dot{d}} c) dc = W_0 h_0 \frac{h - h_0}{h^2} dh. \quad \ldots \quad 111$$

Die Zuflußgeschwindigkeit c_1 zum Windkessel ist konstant, während die Abflußgeschwindigkeit c in der Rohrleitung wächst, solange der Druck im Windkessel zunimmt. Dies dauert solange, bis die Abflußmenge gleich der Zuflußmenge geworden ist, dann steigt der Wasserspiegel nicht mehr weiter; mit seinem höchsten Stand ist gleichzeitig der Höchstwert des Windkesseldrucks erreicht.

Wird die entsprechende Wassergeschwindigkeit im Druckrohr mit c_2 bezeichnet, so gilt für den Augenblick, in welchem der Abfluß gleich dem Zufluß wird

$$F_d' c_2 = F_1 c_1 \quad \ldots \quad 112$$

$$c_2 = \frac{F_1}{F_d'} c_1 . \quad \ldots \quad 113$$

In der Zeit, während welcher die Windkesselspannung von ihrem Anfangswert h_0 auf ihren Höchstwert h_{max} steigt, wächst also die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung von o auf c_2. Die Integration der Gleich. 111 ergibt daher

$$\frac{L_d'}{g}\left[\int_0^{c_2} F_1 c_1 \, dc - \int_0^{c_2} F_d' c \, dc\right] = W_0 h_0 \left[\int_{h_0}^{h_{max}} \frac{dh}{h} - \int_{h_0}^{h_{max}} \frac{h_0}{h^2} dh\right]$$

$$\frac{L_d'}{g}\left[F_1 c_1 c - F_d' \frac{c^2}{2}\right]_{c=0}^{c=\frac{F_1}{F_d'} c_1} = W_0 h_0 \left[\ln h + \frac{h_0}{h}\right]_{h=h_0}^{h=h_{max}}$$

$$\frac{L_d' (F_1 c_1)^2}{2g F_d'} = W_0 h_0 \left[\ln \frac{h_{max}}{h_0} + \frac{h_0}{h_{max}} - 1\right] \quad \ldots \quad 114$$

Hieraus folgt der mindestens erforderliche Luftinhalt des Druckwindkessels

$$W_0 = \frac{L_d'}{h_0} \cdot \frac{(F_1 c_1)^2}{2g F_d'} \cdot \frac{1}{\left[\ln \frac{h_{max}}{h_0} + \frac{h_0}{h_{max}} - 1\right]} \quad \ldots \quad 115$$

Der notwendige Luftinhalt des Druckwindkessels beim Stillstand ist also um so größer,

je größer $F_1 c_1$, d. h. die Wasserlieferung der Pumpe beim Anlaufen. Geschieht dieses mit voller Geschwindigkeit, so ist $F_1 c_1 = Q$, wenn Q die mittlere sekundliche Wasserlieferung der Pumpe während des Betriebs bedeutet;

je größer $\frac{L_d'}{h_0}$, d. h. je länger die Leitung im Verhältnis zum Windkesseldruck beim Stillstand, d. h. zur Druckhöhe der Pumpe;

je kleiner der Querschnitt F_d' der Druckleitung;

je kleiner $\frac{h_{max}}{h_0}$, d. h. je kleiner die zulässige Drucksteigerung im Windkessel beim Anlaufen. Die Größe von h_{max} hängt davon ab, welchen Widerstand die Antriebsmaschine beim Anlaufen überwinden kann.

Beispiel. Für eine doppeltwirkende Wasserwerkspumpe sei: Durchmesser des Plungers D = 0,165 m, also Querschnitt desselben F = 0,0214 qm, Durchmesser der Kolbenstange d = 0,085 m, Querschnitt derselben f =

0,0057 qm, Hub S = 1,000 m, Umdrehungszahl i. d. Min. n = 60, Durchmesser der Druckleitung D_d = 0,340 m, Querschnitt derselben F_d = 0,0908 qm, Länge der Druckleitung L_d = 9700 m, Windkesselpressung beim Stillstand $h_0 = A + y_d = 10 + 300 = 310$ m, Windkesselpressung beim Betrieb h_{dw} = 325 m. Der Antrieb erfolge durch eine direkt gekuppelte Dampfmaschine. Es soll die Größe des Druckwindkessels bestimmt werden.

Die sekundliche Wasserlieferung der Pumpe beim Betrieb ist nach Gleich. 4

$$Q = \frac{(2F - f)\,Sn}{60} = \frac{(2 \cdot 0{,}0214 - 0{,}0057) \cdot 1{,}0 \cdot 60}{60}$$

$$\backsim 0{,}037 \text{ cbm.}$$

Nimmt man an, daß das Anlassen mit voller Geschwindigkeit erfolgt, so ist $F_1 c_1 = Q = 0{,}037$ cbm.

Ist die Maximalleistung der Dampfmaschine 25 % größer als die Normalleistung, so kann die Maschine beim Anlassen einen Windkesseldruck überwinden, welcher 25 % größer ist, als der mittlere Betriebsdruck. Es ist daher

$$h_{max} = 1{,}25\, h_{dw} = 1{,}25 \cdot 325 = 406 \text{ m},$$

also

$$\frac{h_{max}}{h_0} = \frac{406}{310} = 1{,}31.$$

Es ergibt sich daher nach Gleich. 115 der notwendige Windkesselinhalt

$$W_0 = \frac{9700}{310} \cdot \frac{0{,}037^2}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}0908} \cdot \frac{1}{\left[\ln 1{,}31 + \frac{1}{1{,}31} - 1\right]}$$

$$= 0{,}724 \text{ cbm.}$$

Da das Hubvolumen

$$FS = 0{,}0214 \cdot 1{,}0 = 0{,}0214 \text{ cbm},$$

so ist

$$\frac{W_0}{FS} = \frac{0{,}724}{0{,}0214} = 34.$$

Beispiel. Für eine doppeltwirkende unterirdische Wasserhaltungspumpe mit elektrischem Antrieb sei: D = 0,165 m, also F = 0,0214 qm; d = 0,050 m, also f = 0,001963 qm; S = 0,350 m; n = 145; D_d = 0,200 m, also F_d = 0,0314 qm; L_d = 210 m; $h_0 = A + y_d = 10 + 200 = 210$ m; h_{dw} = 213 m; W_0 = 0,235 cbm.

Wie hoch steigt die Pressung im Druckwindkessel, wenn die Pumpe mit voller Geschwindigkeit angelassen wird?

Bei einseitiger Kolbenstange ist nach Gleich. 4

$$Q = \frac{(2 \cdot 0{,}0214 - 0{,}001963) \cdot 0{,}350 \cdot 145}{60}$$

$$= 0{,}0345 \text{ cbm.}$$

Mit $F_1 c_1 = Q = 0{,}0345$ cbm und den vorstehenden Werten ergibt Gleich. 115

$$0{,}235 = \frac{210}{210} \cdot \frac{0{,}0345^2}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}0314} \cdot \frac{1}{\left[\ln \frac{h_{max}}{h_0} + \frac{h_0}{h_{max}} - 1\right]}$$

oder

$$\ln \frac{h_{max}}{h_0} + \frac{h_0}{h_{max}} - 1 = 0{,}0082,$$

also nach beistehender Tabelle

$$\frac{h_{max}}{h_0} = 1{,}14$$

somit

$$h_{max} = 1{,}14 \cdot 210 = 239 \text{ m}$$

und

$$\frac{h_{max}}{h_{dw}} = \frac{239}{213} = 1{,}12.$$

$\frac{h_{max}}{h_0}$	$\left[\ln \frac{h_{max}}{h_0} + \frac{h_0}{h_{max}} - 1\right]$
1,00	0,0000
1,05	0,0012
1,10	0,0044
1,15	0,0093
1,20	0,0156
1,25	0,0231
1,30	0,0316
1,35	0,0408
1,40	0,0508
1,45	0,0612
1,50	0,0721

Es ist also der größte Druck im Windkessel beim Anlassen um 12 % größer als der mittlere Betriebsdruck und zwar bei einem Verhältnis

$$\frac{W_0}{FS} = \frac{0{,}235}{0{,}0214 \cdot 0{,}350} \sim 31.$$

11. Größte mögliche Saughöhe.

Unter der Saughöhe H_s ist, wie schon früher angegeben, der senkrechte Abstand des höchsten Punktes im Pumpenraum, d. h. des Druckventils vom Wasserspiegel des Brunnens zu verstehen. Die größte mögliche Saughöhe ergibt sich aus der Bedingung, daß das Wasser beim Beginn des Saughubs dem Kolben folgt. Diese Bedingung lautet

a) für Pumpen ohne Windkessel (siehe Gleich. 60)

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) < A - A_t - H_s - h_{(sv)o}.$$

Hieraus ergibt sich für die Saughöhe

$$H_s < A - A_t - h_{(sv)o} - L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right). \quad . \quad . \quad . \quad 116$$

Da $\omega = \frac{3{,}14 \cdot n}{30}$ und $g = 9{,}81$, so wird $\frac{\omega^2 r}{g} \sim \frac{n^2 r}{900}$, also gilt auch

$$H_s < A - A_t - h_{(sv)o} - L_s \frac{F}{F_s} \frac{n^2 r}{900} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right). \quad . \quad . \quad . \quad 117$$

Die mittlere sekundliche Wasserlieferung einer einfachwirkenden Pumpe oder einer Differentialpumpe oder der einen Seite einer doppeltwirkenden Pumpe ist bestimmt durch

$$Q = \frac{FSn}{60} \text{ oder } FSn = 60\,Q.$$

Führt man diesen Wert in vorstehende Gleichung ein, so ergibt sich für das Glied des Massenwiderstandes

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{n^2 r}{900} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) = \frac{L_s}{F_s} \frac{FSn^2}{1800} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) \sim \frac{L_s}{F_s} \frac{Qn}{30} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right), \quad 118$$

und für die Saughöhe

$$H_s < A - A_t - h_{(sv)o} - \frac{L_s}{F_s} \frac{Qn}{30} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right). \quad . \quad . \quad . \quad 119$$

b) für Pumpen mit Windkessel (siehe Gleich. 86) gilt

$$L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) < A - A_t - H_s - h_{(sv)o} - H'_{ws}. \quad . \quad 120$$

wenn

$$H'_{ws} = \frac{c'^2_s}{2g} (1 + \Sigma\zeta) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 121$$

die Widerstandshöhe der Leitung vom Brunnen bis zum Windkessel und L_s die Länge der Leitung vom Windkessel bis zur Achse des Pumpenzylinders bedeutet.

Hieraus ergibt sich für die Saughöhe

$$H_s < A - A_t - h_{(sv)o} - L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) - H'_{ws} \quad . \quad 122$$

$$H_s < A - A_t - h_{(sv)o} - L_s \frac{F}{F_s} \frac{n^2 r}{900} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) - H'_{ws} \quad . \quad 123$$

$$H_s < A - A_t - h_{(sv)o} - \frac{L_s}{F_s} \frac{Qn}{30} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) - H'_{ws}. \quad . \quad . \quad 124$$

Aus vorstehenden Gleichungen geht hervor, daß die größte mögliche Saughöhe einer Pumpe um so kleiner ist,

1. je kleiner der Atmosphärendruck A ist. An hochgelegenen Punkten der Erdoberfläche ist wegen des geringeren Druckes der Luft die größte mögliche Saughöhe kleiner als an tiefgelegenen.

   Das Barometer gibt den Atmosphärendruck in m Quecksilbersäule an. Da das spezifische Gewicht des Quecksilbers in bezug

auf Wasser gleich 13,596 ∝ 13,6 ist, so kommt der Druck von 1 m Quecksilbersäule dem Druck von 13,6 m Wassersäule gleich. Ist demnach z. B. der Barometerstand 732 mm, so beträgt der Atmosphärendruck

$$A = 0{,}732 \cdot 13{,}6 = 9{,}955 \text{ m Wassersäule.}$$

Durchschnittlich kann für den Atmosphärendruck angenommen werden:

Höhe über d. Meeresspiegel in m . . .	0	100	200	300	400	500	1000
Atmosphärendruck A in m Wassersäule	10,33	10,20	10,07	9,94	9,81	9,68	9,00

2. je größer die Spannung A_t ist, bei welcher die Dampfentwicklung der zu fördernden Flüssigkeit beginnt. Diese wächst mit der Temperatur der Flüssigkeit und zwar ist für Wasser anzunehmen:

Temperatur t in ° Celsius	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Druck A_t in m Wassersäule	0,06	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

Wie ersichtlich nimmt mit der Temperatur die Spannung A_t sehr rasch zu, die mögliche Saughöhe in gleichem Maße also ab. Handelt es sich um die Förderung von heißem Wasser, so stellt man die Pumpe so tief, daß ihr das Wasser unter der Wirkung seines Eigengewichts zufließt, sie also überhaupt nicht zu saugen braucht.

3. je größer der Öffnungswiderstand $h_{(sv)o}$ des Saugventils ist. Dieser hängt von der Konstruktion des Ventils ab, die ihrerseits hauptsächlich durch die Umdrehungszahl der Pumpe bestimmt ist.

4. je größer der Massenwiderstand $\frac{L_s Q n}{F_s 30}\left(1 \pm \frac{r}{L}\right)$ ist. Dieser Widerstand ist um so größer, je größer die Länge L_s der Leitung von der Pumpe bis zum Brunnen bezw. bis zum Saugwindkessel, je größer $\frac{Q}{F_s}$, d. h. je größer die durch die Flächeneinheit des Leitungsquerschnitts gehende Wassermenge oder die durchschnittliche Wassergeschwindigkeit in der Leitung, und je größer die Umdrehungszahl n der Pumpe ist. Um eine große Saugfähigkeit zu erzielen, ist die Pumpe möglichst nahe am Brunnen aufzustellen, bezw. die Entfernung des Windkessels von der Pumpe möglichst kurz zu machen, ferner sind alle Durchgangsquerschnitte im Pumpenraum, Ventilkasten und der anschließenden Leitung reichlich zu bemessen. Bei gleicher Leitungslänge und

gleicher Wasserlieferung müssen diese Querschnitte zur Erzielung gleicher Saugfähigkeit in demselben Verhältnis größer sein als die Umdrehungszahl der Pumpe größer ist. Schnelllaufende Pumpen brauchen daher bei gleicher Wasserlieferung einen größeren Pumpenraum, größeren Saugventilkasten und ein weiteres Saugrohr als langsamlaufende. Diese Abmessungen fallen bei schnelllaufenden Pumpen ohnedies reichlicher aus als bei langsamlaufenden, weil ihre Ventile größer sein müssen, wie sich aus späterem ergibt;

5. je größer die Widerstandshöhe H'_{ws} der Leitung vom Brunnen bis zum Windkessel ist.

Beispiel: Es soll die größte mögliche Saughöhe für die in Fig. 70 S. 66 dargestellte Pumpe bei 60 Umdrehungen in der Minute bestimmt werden, wenn dieselbe Wasser von 20° C zu fördern hat und zwar a) ohne Windkessel, b) mit Windkessel.

a) ohne Windkessel: Nach Gleich. 117 gilt

$$H_s < A - A_t - h_{(sv)o} - L_s \frac{F}{F_s} \frac{n^2 r}{900} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right).$$

Es sei $A = 10{,}07$ m, ferner ist $A_t = 0{,}240$ m (siehe Tabelle S. 109 für $t = 20°$ C). Der Öffnungwiderstand des Saugventils ergebe sich nach Ziff. 15, S. 175 zu $h_{(sv)o} = 0{,}813$ m. Sodann ist (nach Fig. 70) $\frac{F}{F_s} = \frac{75^2}{50^2} = 2{,}25$; $r = 0{,}075$ m; $n = 60$; ferner sei $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$.

Der Berechnung des Massenwiderstands sei die Annahme zugrunde gelegt, daß die Wassersäule vom Brunnen bis zur Pumpe durchweg den Querschnitt der Saugleitung hat.

Die Länge L_s dieser Wassersäule ist gleich der Länge L_1 von der Achse des Pumpenzylinders bis zum Saugventil plus dem Abstand L_2 des Saugventils vom Wasserspiegel des Brunnens plus der Eintauchtiefe L_3 des Saugrohrs, also ist

$$L_s = L_1 + L_2 + L_3.$$

Nach Fig. 70 ist $L_1 = 0{,}225 + 0{,}065 = 0{,}290$ m; $L_2 = H_s - 0{,}125 - 0{,}065 = H_s - 0{,}190$ m, da H_s der senkrechte Abstand des Druckventils vom Wasserspiegel des Brunnens ist; $L_3 = 0{,}250$ m, also ist

$$L_s = 0{,}290 + (H_s - 0{,}190) + 0{,}250 = H_s + 0{,}350 \text{ m}.$$

Setzt man die vorstehenden Werte in die Gleichung oben ein, so erhält man

$$H_s < 10{,}07 - 0{,}240 - 0{,}813 - (H_s + 0{,}350) \cdot 2{,}25 \cdot \frac{60^2 \cdot 0{,}075}{900} \left(1 + \frac{1}{5}\right)$$

$$H_s < 4{,}825 \text{ m}.$$

b) mit Windkessel: Es gilt nach Gleich. 123

$$H_s < A - A_t - h_{(sv)o} - L_s \frac{F}{F_s} \frac{n^2 r}{900} \left(1 \pm \frac{r}{L}\right) - H'_{ws}.$$

Die Widerstandshöhe H'_{ws} für die Leitung vom Brunnen bis zum Saugwindkessel kann im vorliegenden Fall vernachlässigt werden. Die Länge L_s der zu beschleunigenden Wassersäule zwischen der Achse des Pumpenzylinders und dem Saugwindkessel ist (siehe Fig. 70)

$$L_s = 0{,}225 + 0{,}065 + 0{,}360 = 0{,}650 \text{ m}.$$

Nimmt man für diese Säule durchweg den Querschnitt des Saugrohrs an, so erhält man mit den unter a) gegebenen Werten

$$H_s < 10{,}07 - 0{,}240 - 0{,}813 - 0{,}650 \cdot 2{,}25 \cdot \frac{60^2 \cdot 0{,}075}{90} \left(1 + \frac{1}{5}\right)$$

$$H_s < 8{,}491 \text{ m}.$$

Sind in der Leitung vom Brunnen bis zum Saugwindkessel besondere Widerstände etwa durch Krümmungen, durch einen Saugkorb, ein Fußventil oder dadurch, daß die Leitung in horizontaler Richtung auf größere Entfernung geführt ist, vorhanden, so ist die entsprechende Widerstandshöhe von dem für die zulässige Saughöhe gefundenen Wert in Abzug zu bringen.

12. Kolbenwiderstand, indizierte Pumpenarbeit, Kraft an der Kolbenstange und Antriebsarbeit.

a) Einfachwirkende Pumpe ohne Windkessel.

Bestimmung der indizierten Pumpenarbeit durch Rechnung.

Es sei die in Fig. 65, S. 56 und Fig. 75, S. 70 gezeichnete Pumpe stehender Anordnung ohne Windkessel der Betrachtung zugrunde gelegt.

Kolbenwiderstand beim Saugen: Beim Kolbenaufgang wirkt die Atmosphäre auf die obere Kolbenfläche und den Querschnitt der Kolbenstange mit einer Pressung von $A\gamma$ kg/qm, während das Wasser auf die untere Fläche einen Druck von p_1 kg/qm ausübt. Demnach ist der Widerstand, welchen der Kolben dem Hochziehen entgegensetzt

$$K_1 = F(A\gamma - p_1) = F\gamma \left(A - \frac{p_1}{\gamma}\right) \text{kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 125$$

In Fig. 71, S. 68 ist der Atmosphärendruck A durch die Linie E F, der Wasserdruck $\frac{p_1}{\gamma}$ durch die Linie G H dargestellt. Die Differenz der Ordinaten beider Linien gibt also den Wert $\left(A - \frac{p_1}{\gamma}\right)$. Durch Multiplikation dieses Wertes mit $F\gamma$ erhält man demnach den Kolbenwiderstand in kg.

Saugarbeit: Die zum Aufziehen des Kolbens notwendige Arbeit, welche der Saugarbeit der Pumpe entspricht, ist bestimmt durch

$$A_1 = \int_0^s K_1 \, dx = F\gamma \int_0^s \left(A - \frac{p_1}{\gamma}\right) dx \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 126$$

Ihre Größe wird in Fig. 71 durch den Inhalt der Fläche EFHG dargestellt.

Auf dem Rechnungsweg bestimmt sich diese Arbeit in folgender Weise:

Der Druck $\frac{p_1}{\gamma}$ des Wassers gegen die Kolbenfläche während der Saugwirkung wurde im früheren durch Gleich. 41 bestimmt. Setzt man diesen Wert in die vorstehende Gleichung ein, so ergibt sich

$$A_1 = F\gamma \left[\int_0^s (e_1 + x)\, dx + h_{sv} \int_0^s dx + \Sigma\zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 \int_0^s \frac{u^2}{2g} dx \right.$$
$$\left. + \int_0^s x \frac{k}{g} dx + L_s \frac{F}{F_s} \int_0^s \frac{k}{g} dx + \int_0^s \frac{u^2}{2g} dx \right]. \quad 127$$

Für eine Pumpe mit Kurbelantrieb ($L = \infty$) ist $x = r(1 - \cos\varphi)$, also $dx = r \sin\varphi \, d\varphi$; $u = \omega r \sin\varphi$; $k = \omega^2 r \cos\varphi$.

Hiermit ergeben sich folgende Werte für die einzelnen Integrale:

$$\int_0^s (e_1 + x)\, dx = S\left(e_1 + \frac{S}{2}\right),$$

$$\int_0^s dx = S,$$

$$\int_0^s \frac{u^2}{2g} dx = \frac{\omega^2 r^3}{2g} \int_0^\pi \sin^3\varphi \, d\varphi = \frac{4}{3} \frac{\omega^2 r^3}{2g},$$

$$\int_0^s x \frac{k}{g} dx = \frac{\omega^2 r^3}{g} \int_0^\pi (\sin\varphi \cos\varphi - \sin\varphi \cos^2\varphi)\, d\varphi =$$

$$-\frac{2}{3} \frac{\omega^2 r^3}{g} = -\frac{4}{3} \frac{\omega^2 r^3}{2g},$$

$$\int_0^s \frac{k}{g} dx = \frac{\omega^2 r^2}{g} \int_0^\pi \sin\varphi \cos\varphi \, d\varphi = 0.$$

Hieraus folgt für die Saugarbeit

$$A_1 = F\gamma\left[S\left(e_1 + \frac{S}{2}\right) + h_{sv}\,S + \Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2 \frac{4}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g} - \frac{4}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g} + 0 + \frac{4}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}\right] \quad . \quad . \quad 128$$

oder mit Berücksichtigung, daß $2r = S$ ist,

$$A_1 = \underbrace{F\,S\,\gamma\left(e_1 + \frac{S}{2}\right)}_{\text{I}} + \underbrace{F\,S\,\gamma\left(h_{sv} + \Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2 \frac{2}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}\right)}_{\text{II}} + \underbrace{F\,S\,\gamma\left(-\frac{2}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g} + 0 + \frac{2}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}\right)}_{\text{III}} \quad . \quad . \quad 129$$

Die Saugarbeit besteht aus drei Teilen:

Das Glied I stellt die Arbeit zum Heben des Wassers dar. Es wird die Zylinderfüllung vom Gewicht $F\,S\,\gamma$ auf die Höhe $e_1 + \frac{S}{2}$, d. h. vom Brunnen bis zum Schwerpunkt des Pumpenzylinders gehoben.

Das Glied II ist die Arbeit zur Überwindung des Saugventilwiderstandes und der veränderlichen hydraulischen Widerstände.

Das Glied III ist die Arbeit zur Beschleunigung der Wassermassen. Es setzt sich aus drei Teilen zusammen, deren Summe wie ersichtlich gleich Null ist, was ohne weiteres einleuchtet, denn zu Beginn wie zu Ende des Hubs sind alle Wassermassen in Ruhe. Das erste Glied $-F\,S\,\gamma\frac{2}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}$, welches die Arbeit zur Beschleunigung des Wassers im Pumpenzylinder darstellt, ist negativ. Es findet also durch die Wassermasse im Pumpenzylinder eine Arbeitsabgabe an den Kolben statt. Dies erklärt sich daraus, daß diese Wassermasse nicht konstant ist, sondern während des Hubs stetig wächst. Die Wassermasse, welche während der ersten Hälfte des Hubs beschleunigt werden muß und hierzu Arbeit braucht, ist kleiner als die Wassermasse, welche während der zweiten Hälfte des Hubs verzögert wird und dabei Arbeit an den Kolben abgibt. Das zweite Glied, d. h. die Arbeit zur Beschleunigung des Wassers in der Rohrleitung ist Null, denn diese Masse ist zu Anfang und zu Ende des Hubs gleich groß und sie hat beidemal die Geschwindigkeit Null. Das dritte Glied $+F\,S\,\gamma\frac{2}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}$ stellt die Arbeit dar, welche zum Anfüllen des Pumpenzylinders zu leisten ist. Sie dient dazu, die Wassermasse im Pumpenzylinder stetig zu vergrössern und ist ebenso groß wie der Überschuß an Arbeit, welcher, wie vorstehend erläutert, infolge der Vergrößerung der

Wassermasse an den Kolben abgegeben wird und durch das erste Glied dargestellt ist.

Die beim Saughub am Kolben zu leistende Arbeit ist also bestimmt durch

$$A_1 = F S \gamma \left[\left(e_1 + \frac{S}{2} \right) + \left(h_{sv} + \Sigma \zeta_s \left(\frac{F}{F_s} \right)^2 \frac{2}{3} \frac{\omega^2 r^2}{2 g} \right) \right] \quad . \quad 130$$

Da $\omega r = \frac{\pi n r}{30}$ und die mittlere Kolbengeschwindigkeit $u_m = \frac{2 r n}{30}$, so ist $\omega r = \frac{\pi}{2} u_m$. Hiermit ergibt sich dann:

$$A_1 = F S \gamma \left[\left(e_1 + \frac{S}{2} \right) + \left(h_{sv} + \Sigma \zeta_s \left(\frac{F}{F_s} \right)^2 1{,}645 \frac{u_m^2}{2 g} \right) \right] \quad . \quad 131$$

(Bei liegenden Pumpen (Fig. 66, S. 56) tritt in dieser Gleichung e_1 an die Stelle von $e_1 + \frac{S}{2}$.)

Kolbenwiderstand beim Drücken: Beim Niedergang wirkt auf den Kolben (vgl. Fig. 75, S. 70) von oben die Atmosphäre mit dem Druck $A\gamma$ kg/qm, von unten das Wasser mit dem Druck p_2 kg/qm. Demnach ist der Widerstand des Kolbens bei seinem Niedergang

$$K_2 = F (p_2 - A\gamma) = F \gamma \left(\frac{p_2}{\gamma} - A \right) \text{kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 132$$

In Fig. 72, S. 68 wird der Wert $\left(\frac{p_2}{\gamma} - A \right)$ durch die Differenz der Ordinaten der Linien JK und EF dargestellt. Durch Multiplikation des betreffenden Wertes mit $F\gamma$ ergibt sich der Kolbenwiderstand in kg.

Druckarbeit: Die zum Niederdrücken des Kolbens notwendige Arbeit, welche der Druckarbeit der Pumpe entspricht, ist bestimmt durch

$$A_2 = \int_0^S K_2 \, dx = F \gamma \int_0^S \left(\frac{p_2}{\gamma} - A \right) dx \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 133$$

Ihre Größe wird in Fig. 72 durch den Inhalt der Fläche JKFE dargestellt.

Auf dem Rechnungsweg ergibt sie sich in folgender Weise:

Der Druck $\frac{p_2}{\gamma}$ des Wassers gegen die Kolbenfläche während der Druckwirkung wurde im früheren durch Gleich. 49 bestimmt. Setzt man diesen Wert in die vorstehende Gleichung ein, so ergibt sich

$$A_s = F\gamma\left[\int_0^S (e_s - S + x)\,dx + h_{dv}\int_0^S dx + \Sigma\zeta_d\left(\frac{F}{F_d}\right)^2\int_0^S \frac{u^2}{2g}dx\right.$$

$$\left. + \int_0^S \frac{S-x}{g}k\,dx + L_d\frac{F}{F_d}\int_0^S \frac{k}{g}dx + \left(\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 - 1\right)\int_0^S \frac{u^2}{2g}dx\right]. \quad . \quad 134$$

Die Werte der einzelnen Integrale sind

$$\int_0^S (e_s - S + x)\,dx = S\left(e_s - \frac{S}{2}\right),$$

$$\int_0^S \frac{S-x}{g}k\,dx = S\int_0^S \frac{k}{g}dx - \int_0^S \frac{x\,k}{g}dx = 0 + \frac{4}{3}\frac{\omega^2 r^3}{2g} \text{ (s. oben).}$$

Die übrigen Integrale sind die gleichen wie bei der Saugarbeit. Es ist daher die Druckarbeit bestimmt durch

$$A_s = F\gamma\left[S\left(e_s - \frac{S}{2}\right) + h_{dv}S + \Sigma\zeta_d\left(\frac{F}{F_d}\right)^2\frac{4}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g} + \frac{4}{3}\frac{\omega^2 r^3}{2g}\right.$$

$$\left. + 0 + \left(\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 - 1\right)\frac{4}{3}\frac{\omega^2 r^3}{2g}\right], \quad . \quad . \quad 135$$

oder mit Berücksichtigung, daß $2r = S$ ist, durch

$$A_s = \underbrace{FS\gamma\left(e_s - \frac{S}{2}\right)}_{\text{I}} + \underbrace{FS\gamma\left(h_{dv} + \Sigma\zeta_d\left(\frac{F}{F_d}\right)^2\frac{2}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}\right)}_{\text{II}}$$

$$+ \underbrace{FS\gamma\left(\frac{F}{F_d}\right)^2\frac{2}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}}_{\text{III}} \quad . \quad . \quad 136$$

Das Glied I ist die Arbeit zum Heben der Zylinderfüllung $FS\gamma$ auf die Höhe $e_s - \frac{S}{2}$, d. h. vom Schwerpunkt des Pumpenzylinders bis zum Auslauf am Druckrohr.

Das Glied II ist die Arbeit zur Überwindung des Druckventilwiderstandes und der veränderlichen hydraulischen Widerstände.

Das Glied III, welches die Beschleunigungsarbeit darstellt, ist nicht Null wie bei der Saugwirkung. Dasselbe stellt vielmehr die Arbeit dar, welche das Wasser enthält, das mit der Geschwindigkeit c_d die Druckleitung verläßt, denn diese Arbeit ist

$$F\gamma\int_0^S \frac{c_d^2}{2g}\,dx = F\gamma\int_0^S \left(\frac{F}{F_d}\right)^2 \frac{u^2}{2g}\,dx = F\gamma\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 \frac{4}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}$$

$$= FS\gamma\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 \frac{2}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}.$$

In anderer Form geschrieben ist die Arbeit beim Drücken

$$A_s = FS\gamma\left[\left(e_2 - \frac{S}{2}\right) + \left(h_{dv} + (\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 \frac{2}{3}\frac{\omega^2 r^2}{2g}\right)\right], \quad 137$$

oder, da $\omega r = \frac{\pi}{2} u_m$,

$$A_s = FS\gamma\left[\left(e_2 - \frac{S}{2}\right) + \left(h_{dv} + (\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 1{,}645\,\frac{u_m^2}{2g}\right)\right]. \quad 138$$

(Bei liegenden Pumpen (Fig. 76, S. 71) tritt in dieser Gleichung e_2 an die Stelle von $e_2 - \frac{S}{2}$).

Die während einer Umdrehung am Kolben zu leistende Arbeit, d. h. die Summe von Saug- und Druckarbeit ist

$$A_i = A_1 + A_2 = \int_0^S K_1\,dx + \int_0^S K_2\,dx = F\int_0^S (p_2 - p_1)\,dx$$

$$= FS\gamma\left[e_1 + e_2 + \left(h_{sv} + \Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2 1{,}645\,\frac{u_m^2}{2g}\right)\right.$$

$$\left. + \left(h_{dv} + (\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 1{,}645\,\frac{u_m^2}{2g}\right)\right]. \quad 139$$

Die Vermehrung der Pumpenarbeit durch die Widerstände kann man sich durch eine Vergrößerung der Saug- und der Druckhöhe der Pumpe entstanden denken. Setzt man dementsprechend

$$\left(h_{sv} + \Sigma\zeta_s\left(\frac{F}{F_s}\right)^2 1{,}645\,\frac{u_m^2}{2g}\right) = H_{ws} \quad 140$$

= durchschnittliche Widerstandshöhe der Saugleitung,

$$\left(h_{dv} + (\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 1{,}645\,\frac{u_m^2}{2g}\right) = H_{wd} \quad 141$$

= durchschnittliche Widerstandshöhe der Druckleitung,

so ergibt sich mit Berücksichtigung, daß $e_1 + e_2 = H_s + H_d$ ist,

$$A_i = FS\gamma(H_s + H_d + H_{ws} + H_{wd})\,\text{kgm}, \quad 142$$

d. h. die Zylinderfüllung ist auf eine Höhe zu heben, welche sich zusammensetzt aus der Förderhöhe $H_s + H_d$, der durchschnittlichen Widerstandshöhe H_{ws} der Saugleitung und der durchschnittlichen Widerstandshöhe H_{wd} der Druckleitung.

Mit $H = H_s + H_d$ und $H_w = H_{ws} + H_{wd}$ schreibt sich die vorstehende Gleichung

$$A_i = F S \gamma (H + H_w) \text{ kgm} \quad \ldots \ldots \quad 143$$

Macht die Pumpe n Umdrehungen in der Minute, so ist ihr Arbeitsverbrauch, ausgedrückt in Pferdekräften

$$N_i = \frac{F S \gamma n}{60 \cdot 75} (H + H_w), \quad \ldots \ldots \quad 144$$

oder

$$N_i = \frac{Q \gamma}{75} (H + H_w), \quad \ldots \ldots \quad 145$$

wobei $Q = \frac{F S n}{60}$ das in der Sekunde vom Kolben verdrängte Wasservolumen in cbm bedeutet.

Bestimmung der indizierten Pumpenarbeit aus dem Indikatordiagramm.

Die am Kolben geleistete Arbeit wird die „indizierte Pumpenarbeit" genannt, weil sie an einer im Betrieb befindlichen Pumpe mittelst

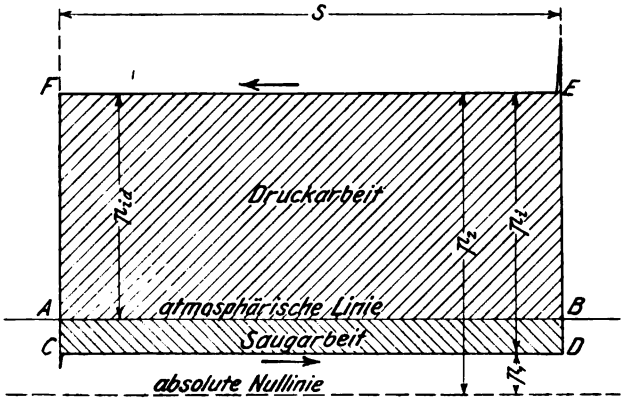


Fig. 83.

des Indikators bestimmt werden kann. Das Instrument zeichnet auf ein Papier, das mit einer Geschwindigkeit, welche der Kolbengeschwindigkeit proportional ist, hin- und herbewegt wird, die Pressung im Pumpenzylinder für eine Umdrehung auf. Hierbei entsteht das Diagramm CDEF (s. Fig. 83), dessen Flächeninhalt durch $f_i = \int_0^S (p_2 - p_1)\, dx$ bestimmt ist, wenn die Länge des Diagramms, welche dem Kolbenhub entspricht, mit S bezeichnet

wird. Nach Gleich. 139 ist aber $\int_0^S (p_2 - p_1)\,dx$ die pro Flächeneinheit und Umdrehung geleistete Summe der Saug- und Druckarbeit.

Um diese Arbeit aus einem gegebenen Diagramm zu bestimmen, ermittelt man den Flächeninhalt f_i desselben durch Planimetrieren und dividiert den erhaltenen Wert mit der Länge S des Diagramms. Man erhält dadurch die Höhe h_i eines Rechtecks, welches an Größe der Diagrammfläche gleichkommt, indem man setzt

$$h_i S = f_i$$

$$h_i = \frac{f_i}{S} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 146$$

Ist der Maßstab der Indikatorfeder 1 kg/qcm = x mm, so ergibt sich, wenn h_i in mm eingesetzt wird, der durch die Rechteckshöhe h_i dargestellte mittlere Druck aus

$$p_i = \frac{h_i}{x} \text{ kg/qcm} = \frac{h_i}{x} . 10000 \text{ kg/qm} \quad \ldots\ldots \quad 147$$

Die von der Diagrammfläche bezw. der ersetzenden Rechtecksfläche dargestellte Arbeit ist $S\,p_i$ kgm, also die am Kolben von der Fläche F pro Umdrehung geleistete Arbeit

$$A_i = F S\, p_i \text{ kgm}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 148$$

wo F in qm, S in m und p_i in kg/qm einzusetzen ist.

Macht die Pumpe n Umdrehungen in der Minute, so ist ihr Arbeitsverbrauch, ausgedrückt in Pferdekräften,

$$N_i = \frac{F S\, p_i\, n}{60 . 75} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 149$$

oder

$$N_i = \frac{Q\, p_i}{75} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 150$$

wobei Q das in der Sekunde vom Kolben verdrängte Volumen in cbm und p_i den mittleren indizierten Druck in kg/qm bedeutet.

Das Indikatordiagramm ermöglicht auch, die mittleren Widerstandshöhen einzeln zu bestimmen. Wird mit dem Indikator die Linie AB des Atmosphärendrucks in das Diagramm eingezeichnet, so zerfällt das Diagramm in zwei Flächen (s. Fig. 83), von denen die obere (ABEF) die Druckarbeit, die untere (ABDC) die Saugarbeit darstellt (vgl. auch Fig. 71 und 72, S. 68). Durch Gleichsetzen der für A_i in Gleich. 143 und 148 gefundenen Werte erhält man

$$F S\, p_i = F S\, \gamma (H + H_w)$$

$$\frac{p_i}{\gamma} = H + H_w, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 151$$

d. h. die aus dem mittleren Druck p_i im Pumpenzylinder berechnete Höhe $\frac{p_i}{\gamma}$ ist gleich der Summe der Förderhöhe und der gesamten Widerstandshöhe.

Hat man für eine Pumpe die Höhe $\frac{p_i}{\gamma}$ aus dem Diagramm ermittelt und den senkrechten Abstand H von Mitte Ausguß bis zum Saugwasserspiegel gemessen, so erhält man die Summe sämtlicher Widerstandshöhen nach Gleich. 151 aus

$$H_w = \frac{p_i}{\gamma} - H \quad \ldots\ldots\ldots \quad 152$$

Um die mittleren Widerstandshöhen der Saugleitung (H_{ws}) und der Druckleitung (H_{wd}) einzeln zu bestimmen, ermittelt man die Druckarbeit der Pumpe allein aus der Diagrammfläche ABEF (Fig. 83) und bestimmt den mittleren Druck p_{id}. Die Druckhöhe $\frac{p_{id}}{\gamma}$ ist dann gleich der senkrechten Entfernung e_i von Indikatorstutzen am Pumpenzylinder und Ausguß, vermehrt um die Widerstandshöhe H_{wd} der Druckleitung. Es ist daher

$$\frac{p_{id}}{\gamma} = e_i + H_{wd} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 153$$

Sind $\frac{p_{id}}{\gamma}$ und e_i bestimmt, so erhält man die mittlere Widerstandshöhe H_{wd} aus

$$H_{wd} = \frac{p_{id}}{\gamma} - e_i \quad \ldots\ldots\ldots \quad 154$$

Die mittlere Widerstandshöhe H_{ws} ergibt sich dann aus

$$H_{ws} = H_w - H_{wd} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 155$$

b) Einfachwirkende Pumpe mit Windkesseln.

Bestimmung der indizierten Pumpenarbeit durch Rechnung.

Mit Beziehung auf Fig. 80, S. 88 ergibt sich wie im vorigen Fall der Kolbenwiderstand

beim Aufgang $\quad K_1 = F\gamma\left(A - \frac{p_1}{\gamma}\right)$ kg, $\quad \ldots\ldots \quad 156$

beim Niedergang $\quad K_2 = F\gamma\left(\frac{p_2}{\gamma} - A\right)$ kg, $\quad \ldots\ldots \quad 157$

demnach die Arbeit pro Umdrehung

$$A_i = A_1 + A_2 = \int_0^s K_1\,dx + \int_0^s K_2\,dx = F\int_0^s (p_2 - p_1)\,dx \quad . \quad 158$$

Setzt man die Werte p_s und p_i entsprechend Gleich. 81 und 79 ein, so erhält man

$$A_i = F S \gamma \left[y_s + e_1 + e_2 + y_d + \left(h_{sv} + \Sigma\zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 1{,}645 \frac{u_m^2}{2g} \right) + \left(h_{dv} + (\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 1{,}645 \frac{u_m^2}{2g} \right) + \frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta) + \frac{c_d'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta) \right]. \quad 159$$

Nun ist (s. Fig. 80)

$$y_s + e_1 + e_2 + y_d = H_s + H_d,$$

ferner sei gesetzt

$$\left(h_{sv} + \Sigma\zeta_s \left(\frac{F}{F_s}\right)^2 1{,}645 \frac{u_m^2}{2g} \right) = H_{ws}$$

= mittlere Widerstandshöhe der Leitung vom Saugwindkessel bis zur Pumpe,

$$\left(h_{dv} + (\Sigma\zeta_d + 1)\left(\frac{F}{F_d}\right)^2 1{,}645 \frac{u_m^2}{2g} \right) = H_{wd}$$

= mittlere Widerstandshöhe der Leitung von der Pumpe bis zum Druckwindkessel,

$$\frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta) = H'_{ws} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 160$$

= Widerstandshöhe der Leitung vom Brunnen bis zum Saugwindkessel,

$$\frac{c_d'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta) = H'_{wd} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 161$$

= Widerstandshöhe der Leitung vom Druckwindkessel zum Ausguß,

dann erhält man für die indizierte Pumpenarbeit in kgm:

$$A_i = F S \gamma (H_s + H_d + H_{ws} + H_{wd} + H'_{ws} + H'_{wd}) = F S \gamma (H + H_w) \quad 162$$

oder bei n Umdrehungen in der Minute, in Pferdekräften:

$$N_i = \frac{F S \gamma n}{60 \cdot 75}(H + H_w) = \frac{Q\gamma}{75}(H + H_w), \quad \ldots \quad 163$$

wenn

$$H = H_s + H_d \text{ und } H_w = H_{ws} + H_{wd} + H'_{ws} + H'_{wd} \quad 164$$

Die Bestimmung der indizierten Pumpenarbeit aus dem Indikatordiagramm ist im vorstehenden unter a) erläutert. Wie die einzelnen Widerstandshöhen ermittelt werden können, zeigt das folgende Beispiel:

Für eine liegende Wasserwerksmaschine sei durch Messung bestimmt der senkrechte Abstand

des Wasserspiegels im Brunnen von dem Wasserspiegel im Saugwindkessel . . . . . $y_s = 3{,}368$ m
des Wasserspiegels im Saugwindkessel von der Achse des Pumpenzylinders . . . . . $e_1 = 0{,}400$ m
der Achse des Pumpenzylinders von dem Wasserspiegel im Druckwindkessel . . . . . $e_2 = 0{,}970$ m
des Wasserspiegels im Druckwindkessel von der Mitte des Ausgusses . . . . . $y_d = 60{,}000$ m
also ist die ganze Förderhöhe . . . . . $H = 64{,}738$ m.

Die Bestimmung des mittleren indizierten Drucks im Pumpenzylinder ergebe

aus der ganzen Fläche des Indikatordiagramms

$$p_i = 7{,}46 \text{ kg/qcm} = 74\,600 \text{ kg/qm},$$

aus der Fläche der Druckarbeit

$$p_{id} = 6{,}88 \text{ kg/qcm} = 68\,800 \text{ kg/qm}.$$

Ferner sei die Angabe

des Manometers am Druckwindkessel 6,607 Atm. Überdruck,
des Quecksilbervakuummeters am Saugwindkessel 27,3 cm Quecksilbersäule.

Nach Gleich. 151 ist

$$\frac{p_i}{\gamma} = H + H_w;$$

mit $\frac{p_i}{\gamma} = \frac{74\,600}{1000} = 74{,}600$ m und $H = 64{,}738$ m

folgt hieraus die Summe aller Widerstandshöhen

$$H_w = 74{,}600 - 64{,}738 = 9{,}862 \text{ m}.$$

Nun ist

$$H_w = H_{ws} + H_{wd} + H'_{ws} + H'_{wd}.$$

Nach Gleich. 76 und 160 ist der absolute Druck im Saugwindkessel

$$h_{sw} = A - y_s - H'_{ws},$$

also ist

$$A - h_{sw} = y_s + H'_{ws}.$$

Aus der Ablesung am Vakuummeter folgt

$A - h_{sw} = 27{,}3$ cm Quecksilbersäule
$= 0{,}273 \cdot 13{,}6 = 3{,}713$ m Wassersäule.

Da ferner $y_s = 3{,}368$ m ist, so ergibt sich

$$3{,}713 = 3{,}368 + H'_{ws}$$
$$H'_{ws} = 0{,}345 \text{ m}.$$

Nach Gleich. 78 und 161 ist der absolute Druck im Druckwindkessel

$$h_{dw} = A + y_d + H'_{wd},$$

also der Überdruck

$$h_{dw} - A = y_d + H'_{wd}.$$

Aus der Ablesung am Manometer folgt

$$h_{dw} - A = 6{,}607 \text{ Atm.} = 66{,}070 \text{ m Wassersäule};$$

da ferner $y_d = 60{,}000$ m ist, so ergibt sich

$$66{,}070 = 60{,}000 + H'_{wd}$$
$$H'_{wd} = 6{,}070 \text{ m}.$$

Mit $H_w = 9{,}862$ m, $H'_{ws} = 0{,}345$ m und $H'_{wd} = 6{,}070$ m erhält man die Summe $H_{ws} + H_{wd}$ der Widerstandshöhen zwischen den Wasserspiegeln der beiden Winkessel aus

$$9{,}862 = H_{ws} + H_{wd} + 0{,}345 + 6{,}070$$
$$H_{ws} + H_{wd} = 3{,}447.$$

Entsprechend Gleich. 153 ist ferner, mit $e_1 = e_2 + y_d$,

$$\frac{p_{1d}}{\gamma} = e_2 + y_d + H_{wd} + H'_{wd}.$$

Da nun $\frac{p_{1d}}{\gamma} = \frac{68800}{1000} = 68{,}800$ m, $e_2 = 0{,}970$ m, $y_d = 60{,}000$ m und $H'_{wd} = 6{,}070$ m, so hat man

$$68{,}800 = 0{,}970 + 60{,}000 + H_{wd} + 6{,}070$$
$$H_{wd} = 1{,}760 \text{ m}.$$

Dieser Wert oben eingesetzt gibt

$$H_{ws} + 1{,}760 = 3{,}447$$
$$H_{ws} = 1{,}687 \text{ m}.$$

Um nach dem angegebenen Verfahren die Widerstände im Zylinder einer Pumpe, welche in der Hauptsache aus den Ventilwiderständen bestehen, zu ermitteln, wird man die Pumpe mit geringer Druckhöhe arbeiten lassen, so daß eine schwache Indikatorfeder, welche die Saugspannungen deutlich ergibt, verwendbar ist.

c) Pumpen anderer Wirkungsweise.

Beim Vorlauf des Kolbens der doppeltwirkenden Pumpe Fig. 44, S. 43 wirkt der Wasserdruck $(F - f)\,p_2$ und der Atmosphärendruck $f\,A\,\gamma$ der Bewegung entgegen und der Druck $F\,p_1$ in der Richtung der Bewegung.

Demnach ist der Kolbenwiderstand

beim Vorlauf

$$K_1 = (F - f)\,p_2 + f\,A\,\gamma - F\,p_1 \text{ kg}, \quad \ldots \quad 165$$

beim Rücklauf

$$K_2 = F\,p_2 - f\,A\,\gamma - (F - f)\,p_1 \text{ kg} \quad \ldots \quad 166$$

und die notwendige Arbeit am Kolben pro Umdrehung

$$A_i = \int_0^s (K_1 + K_2)\,dx - (F - f)\int_0^s (p_2 - p_1)\,dx + F\int_0^s (p_2 - p_1)\,dx \text{ kgm}, \quad 167$$

d. h. die Arbeit einer doppeltwirkenden Pumpe ist gleich der Arbeit einer einfachwirkenden Pumpe mit dem wirksamen Kolbenquerschnitt (F — f) und einer zweiten einfachwirkenden Pumpe mit dem wirksamen Kolbenquerschnitt F. Tatsächlich ist ja eine doppeltwirkende Pumpe nichts anderes als eine Vereinigung zweier einfachwirkenden Pumpen.

Aus obiger Gleichung folgt auch

$$A_i = (2F - f)\int_0^s (p_2 - p_1)\,dx \text{ kgm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 168$$

Man kann also auch die Arbeit einer doppeltwirkenden Pumpe als die Arbeit einer einfachwirkenden mit einem wirksamen Kolbenquerschnitt von der Größe (2 F — f) auffassen.

Demnach finden die unter a) und b) für die einfachwirkende Pumpe ohne und mit Windkessel aufgestellten Arbeitsgleichungen 139 und 159 sinngemäße Anwendung für die Berechnung doppeltwirkender Pumpen. Das Gleiche gilt auch für die Arbeitsbestimmung von Differential- und Hubpumpen.

Der Kolbenwiderstand dieser Pumpen ergibt sich, wie vorstehend für die einfach- und doppeltwirkende Pumpe gezeigt ist, als Resultierende aus den am Kolben wirkenden Kräften.

Die notwendige Kraft P an der Kolbenstange einer Pumpe ist gleich dem Kolbenwiderstand K, vermehrt um den Reibungswiderstand R, welcher durch die Abdichtung von Kolben und Kolbenstange hervorgerufen wird und vermehrt um die zur Beschleunigung der Masse M von Kolben und Kolbenstange notwendige Kraft Mk. Bei stehenden Pumpen tritt hierzu beim Kolbenaufgang die Kraft G zum Heben des Gewichts von Kolben und Kolbenstange, während diese Kraft beim Kolbenniedergang in Abzug kommt. Die Kraft G ist für Plunger, welche durch eine Stopfbüchse aus dem Zylinder heraustreten, gleich dem Gewicht des Plungers in der Luft, denn der sogenannte Auftrieb ist in dem Wasserdruck auf seine Endfläche berücksichtigt. Bei Ventilkolben ist für die Kolbenstange das Gewicht in der Luft, für den Kolben das Gewicht im Wasser in Rechnung zu bringen. Somit ist die notwendige Kraft an der Kolbenstange einer stehenden Pumpe

beim Aufgang

$$P_1 = K_1 + R + Mk + G, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 169$$

beim Niedergang

$$P_2 = K_2 + R + Mk - G \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 170$$

(Bei liegenden Pumpen ist G = 0 zu setzen.)

Die notwendige Antriebsarbeit an der Kolbenstange beträgt somit beim Aufgang

$$\int_0^S P_1\,dx = \int_0^S K_1\,dx + R\int_0^S dx + M\int_0^S k\,dx + G\int_0^S dx.$$

oder da die Beschleunigungsarbeit $M\int_0^S k\,dx = 0$ ist,

$$\int_0^S P_1\,dx = A_1 + (R+G)\,S, \quad \ldots\ldots \quad 171$$

und beim Niedergang

$$\int_0^S P_2\,dx = A_2 + (R-G)\,S, \quad \ldots\ldots \quad 172$$

also die notwendige Arbeit an der Kolbenstange pro Umdrehung in kgm

$$\int_0^S P_1\,dx + \int_0^S P_2\,dx = A_1 + A_2 + 2RS$$
$$= A_i + 2RS$$
$$= FS\gamma(H + H_w) + 2RS. \quad \ldots \quad 173$$

oder bei n Umdrehungen in der Minute in Pferdekräften

$$N = N_i + \frac{2RSn}{60 \cdot 75}$$
$$= \frac{Q\gamma}{75}(H + H_w) + \frac{2RSn}{60 \cdot 75} \quad \ldots \quad 174$$

Im allgemeinen erhält man die Antriebsarbeit einer Pumpe aus ihrer indizierten Arbeit durch die Beziehung

$$N = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{Q\gamma(H + H_w)}{75 \cdot \eta_m}, \quad \ldots\ldots \quad 175$$

wo η_m den mechanischen Wirkungsgrad (s. Ziff. 13) bedeutet, oder auch aus der Beziehung

$$N = \frac{Q_e \gamma H}{75 \cdot \eta}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 176$$

wo Q_e die tatsächlich gelieferte Wassermenge und η den Gesamtwirkungsgrad bedeutet.

Zur Überschlagsrechnung kann man für mittelgroße und kleine Pumpen $\eta = 0{,}75$ annehmen. Bezeichnet $Q_h = 3600\,Q_e$ die Wasserlieferung der Pumpe in cbm/Stunde, so ergibt sich mit $\gamma = 1000$ die einfache Beziehung

$$N = \frac{Q_h \cdot 1000 \cdot H}{3600 \cdot 75 \cdot 0{,}75} \backsim \frac{Q_h \cdot H}{200} \quad \ldots\ldots \quad 177$$

Versuchswerte über den Wirkungsgrad von Wasserwerks- und Wasserhaltungsmaschinen sind in der Tabelle S. 196 u. ff. angegeben.

13. Wirkungsgrade.

Der Volumetrische Wirkungsgrad (Lieferungsgrad, Lieferungskoeffizient)

$$= \frac{\text{Tatsächlich gelieferte Wassermenge}}{\text{Vom Kolben verdrängtes Volumen}}$$

$$\mu = \frac{Q_e}{Q} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 178$$

gibt Aufschluß über die Größe des Wasserverlustes infolge mangelhafter Dichtung des Kolbens, der Stopfbüchsen und der Ventile, sowie infolge verspäteten Schlusses der Ventile.

Der Hydraulische Wirkungsgrad

$$= \frac{\text{Wirkliche Förderhöhe}}{\text{Wirkliche Förderhöhe} + \text{Summe der hydraulischen Widerstandshöhen}}$$

$$\eta_h = \frac{H}{H + H_w} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 179$$

gibt ein Urteil über die Widerstände beim Durchgang durch die Rohrleitungen und die Pumpe und über die Größe des Widerstandes der Ventile.

Der Indizierte Wirkungsgrad

$$= \frac{\text{Nutzarbeit in gehobenem Wasser}}{\text{Indizierte Pumpenarbeit}}$$

$$\eta_i = \frac{Q_e H}{Q (H + H_w)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 180$$

ist das Produkt aus dem volumetrischen und dem hydraulischen Wirkungsgrad, also

$$\eta_i = \mu \cdot \eta_h \quad \ldots\ldots\ldots \quad 181$$

Er faßt die Arbeitsverluste, welche in der Pumpe und den Rohrleitungen entstehen, zusammen, gibt also einen Anhalt über die Zweckmäßigkeit der Konstruktion der Pumpe und der Rohrleitungen.

Der Mechanische Wirkungsgrad

$$= \frac{\text{Indizierte Pumpenarbeit}}{\text{Antriebsarbeit}}$$

$$\eta_m = \frac{\gamma Q (H + H_w)}{75 N} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 182$$

gibt ein Urteil über die Größe der mechanischen Reibungswiderstände im Antrieb der Pumpe und zwar über die Reibung derjenigen Getriebe, welche die Antriebsarbeit von dem Getriebselement, an welchem die Messung vorgenommen wird, bis zum Pumpenkolben übertragen.

Der Gesamtwirkungsgrad

$$= \frac{\text{Nutzarbeit in gehobenem Wasser}}{\text{Antriebsarbeit}}$$

$$\eta = \frac{\gamma\, Q_e\, H}{75\, N} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 183$$

umfaßt sämtliche Arbeitsverluste und dient zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Betriebes.

Der Gesamtwirkungsgrad ist gleich dem Produkt aus den einzelnen Wirkungsgraden, es ist daher

$$\eta = \mu \cdot \eta_h \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_m \quad \ldots\ldots\ldots \quad 184$$

Bestimmung der Wirkungsgrade ausgeführter Pumpwerke.

Die tatsächlich geförderte Wassermenge Q_e wird durch Messen des aus dem Ausguß getretenen Wassers oder mittelst eines in die Druckleitung eingeschalteten Wassermessers bestimmt, während die Kolbenverdrängung Q aus den Abmessungen des Pumpenzylinders und der Hubzahl berechnet wird.

Unter der wirklichen Förderhöhe H ist zunächst der senkrechte Abstand des Ausgusses vom Saugwasserspiegel zu verstehen. Ist der Sammelbehälter, in welchen gefördert wird, von der Pumpstation weit entfernt, so ist nicht bloß ein Vertikal- sondern auch ein Horizontaltransport des Wassers zu leisten, welch' letzterer die Widerstandshöhe H_w nicht unwesentlich vergrößert. In einem solchen Fall ergibt sich, hauptsächlich bei kleiner Förderhöhe H, ein unverhältnismäßig kleiner hydraulischer Wirkungsgrad η_h und Gesamtwirkungsgrad η für die Pumpe, indem der Widerstand der langen Leitung der Pumpe gleichsam zur Last gelegt wird. Man pflegt daher bei der Bestimmung des Wirkungsgrades größerer Pumpwerke als wirkliche Förderhöhe H die sog. manometrische Förderhöhe der Berechnung zugrunde zu legen, indem man zu dem senkrechten Abstand von Ausguß und Saugwasserspiegel die Widerstandshöhen der Saugleitung bis zum Saugwindkessel und der Druckleitung hinter dem Druckwindkessel hinzurechnet. Man setzt also

$$H = (y_s + H'_{ws}) + e_1 + e_2 + (y_d + H'_{wd}). \quad \ldots \quad 185$$

Die Förderhöhe $(y_s + H'_{ws})$ ergibt sich aus der Ablesung am Vakuummeter des Saugwindkessels, dessen Angabe in m Wassersäule auszudrücken ist, die Förderhöhe $(y_d + H'_{wd})$ ist gleich dem vom Manometer des Druckwindkessels angezeigten Überdruck, ausgedrückt in m Wassersäule, während die Förderhöhe $e_1 + e_2$ der senkrechte Abstand der Wasserspiegel in den beiden Windkesseln, oder vielmehr, wenn das Manometer unterhalb des Wasserspiegels am Druckwindkessel angeschlossen ist, der senkrechte Abstand dieses Anschlusses vom Wasserspiegel im Saugwindkessel ist.

Die Höhe $(H + H_w)$ erhält man aus der mittleren Höhe des Pumpenindikatordiagramms.

Zur Berechnung des Gesamtwirkungsgrades η ist die Antriebsarbeit N der Pumpe zu ermitteln. Bei Dampfpumpwerken bestimmt man die indizierte Arbeitsleistung der Dampfmaschine und faßt diese als die Antriebsarbeit auf. Bei Pumpen mit Riemenantrieb durch eine Transmissionswelle wird man unter der Antriebsarbeit gewöhnlich die Arbeit an der (treibenden) Riemenscheibe verstehen, bei Pumpen mit elektrischem Antrieb den Energiebedarf des Elektromotors.

Soll jedoch der Gesamtwirkungsgrad zum Vergleich von Pumpwerken verschiedener Antriebsart dienen, so ist in allen Fällen auf die Leistung der Antriebsmaschine (Dampfmaschine, Gasmaschine etc.) zurückzugehen. Der Gesamtwirkungsgrad umfaßt dann die sämtlichen zwischen Antriebsmaschine und Pumpe durch Zahnräder, Riemen- oder sonstige Getriebe entstehenden Verluste, bei elektrischer Übertragung auch die Verluste elektrischer Energie in der Dynamomaschine, dem Elektromotor und der Leitung.

Die Lieferungsbedingungen für größere Pumpwerksanlagen mit Dampfbetrieb werden in der Regel so abgefaßt, daß für 1 kg Dampf eine bestimmte Nutzleistung in Kilogrammmetern oder für ein Nutzpferd ein gewisser Dampfverbrauch in der Stunde garantiert wird. In beiden Fällen wird die Nutzleistung aus der Förderhöhe und der Menge des tatsächlich gehobenen Wassers bestimmt, wobei jeweilig ausgesprochen wird, was unter der Förderhöhe zu verstehen ist. Angaben hierüber enthält die Tabelle auf S. 196 u. ff.

14. Koeffizienten zur Berechnung der hydraulischen Widerstände.

Die Widerstandshöhe h_w in m Wassersäule bestimmt sich aus

$$h_w = \zeta \frac{c^2}{2g}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 186$$

wo c die Geschwindigkeit des Wassers und ζ der Widerstandskoeffizient ist. Für diesen gelten folgende Werte:

Widerstand beim Eintritt in das Saugrohr:

wenn das Saugrohr mit dem zylindrischen, stumpfen Ende in den Saugbehälter eintaucht $\zeta = 0{,}5$,
bei trichterförmig ausgerundetem Rohrende $\zeta \sim 0{,}1$,
wenn ein Saugkopf vorhanden ist, je nach der Weite und Form der Lochungen $\zeta \geqq 1$.

Widerstand in einem geraden zylindrischen Rohr:
nach Weisbach

$$\zeta = \frac{\lambda L}{d}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 187$$

wenn L die Länge und d den lichten Durchmesser des Rohrs bedeutet. Hierbei ist $\lambda = 0{,}03$ für reine Leitungen zu setzen, bei Ansatz von Rost oder sonstigen Niederschlägen kann, hauptsächlich bei engen Rohren, der Widerstand 50 bis 100% mehr betragen.

Wenn bei längeren Leitungen eine genaue Berechnung des Bewegungswiderstandes sich notwendig zeigt, so sind die bezüglichen Ausführungen Grashofs in seiner „Theoretischen Maschinenlehre" I. Bd. zu beachten; auch kann vorteilhaft die von Albert Frank angegebene graphische Berechnungsmethode[1]) benutzt werden.

Widerstand von Knierohren:
nach Weisbach

Fig. 84.

$$\zeta = \sin^2\frac{\delta}{2} + 2\sin^4\frac{\delta}{2}. \quad \ldots \ldots \quad 188$$

$\delta =$	20^0	40^0	60^0	80^0	90^0
$\zeta =$	0,03	0,14	0,37	0,75	1,00

Widerstand von Krümmern:
nach Weisbach

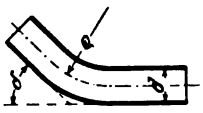


Fig. 85.

$$\zeta = \left[0{,}13 + 0{,}16\left(\frac{d}{\varrho}\right)^{3{,}5}\right]\frac{\delta}{90^0} \quad \ldots \ldots \quad 189$$

Hieraus folgt für normale Krümmer mit $L = d + 100$ mm und $\delta = 90^0$.

d mm	50	100	150	200	250	300	400	500
ϱ mm	129	177	225	274	323	372	469	566
$\frac{d}{\varrho}$	0,39	0,56	0,67	0,73	0,77	0,81	0,85	0,88
ζ	0,14	0,15	0,17	0,18	0,19	0,21	0,22	0,23

Widerstand durch plötzliche Änderungen des Rohrquerschnitts:

1. Für eine plötzliche Erweiterung (s. Fig. 86) ist die Widerstandshöhe

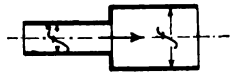


Fig. 86.

$$h_w = \frac{(u'' - u)^2}{2g} = \left(\frac{f}{f''} - 1\right)^2 \frac{u^2}{2g},$$

[1]) „Die Berechnung der Kanäle und Rohrleitungen nach einem neuen einheitlichen System mittelst logarithmographischer Tabellen." Von Albert Frank, Privatdozent an der technischen Hochschule in München. 1886. Verlag von R. Oldenbourg, München.

wenn u'' und u die Geschwindigkeiten in den Querschnitten f'' und f sind; der Widerstandskoeffizient ist also

$$\zeta = \left(\frac{f}{f''} - 1\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 190$$

2. Für eine plötzliche Verengung nach Fig. 87 ist die Widerstandshöhe

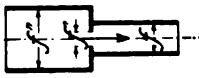


Fig. 87.

$$h_w = \left(\frac{f}{\alpha f'} - 1\right)^2 \frac{u^2}{2g},$$

also der Widerstandskoeffizient

$$\zeta = \left(\frac{f}{\alpha f'} - 1\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 191$$

Ist $f' \lessgtr 0{,}1\, f''$, so ist für alle Verhältnisse $f' : f$ etwa zu setzen $\alpha = 0{,}62$.

Wenn aber $f' \geqq 0{,}1\, f''$ ist, so setze man für

$\frac{f'}{f''} =$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\alpha =$	1,00	0,90	0,81	0,75	0,71	0,68	0,66	0,64	0,63	0,62.

Wenn das Ende des Druckrohres mit einem Mundstück von kleinerem Querschnitte f' versehen ist, wie dies bei Spritzen der Fall ist, so entsteht beim Ausfluß auch ein Druckhöhenverlust, indem die der Querschnittsverengung entsprechende Geschwindigkeitsvermehrung von u in u' erzeugt werden muß. Die entsprechende Widerstandshöhe wird

$$h_w = \frac{u'^2 - u^2}{2g} = \left[\frac{f}{\alpha f'} - 1\right]^2 \frac{u^2}{2g},$$

der Widerstandskoeffizient ist also

$$\zeta = \left[\frac{f}{\alpha f'} - 1\right]^2; \quad \ldots\ldots\ldots \quad 192$$

α ist der Kontraktionskoeffizient, welcher entweder der obigen Tabelle zu entnehmen, oder, wenn das Mundstück mit allmählichem Übergang in den Querschnitt f' geformt ist, gleich 1 zu setzen ist.

Widerstand durch einen Schieber:

1. Bei Verengung eines Rohres von rechteckigem Querschnitt f durch einen Schieber auf den Querschnitt f' ist für

$\frac{f'}{f} =$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1,
$\zeta =$	0,09	0,39	0,95	2,08	4,02	8,12	17,3	44,5	193,0.

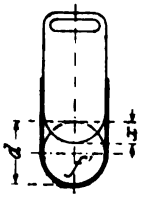


Fig. 88.

2. Bei Verengung eines zylindrischen Rohres (Fig. 88) dadurch, daß der Schieber um x gesenkt wird, ist für

$\frac{x}{d} =$	$\frac{1}{8}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{7}{8}$,
$\frac{f'}{f} =$	0,948	0,856	0,740	0,609	0,466	0,315	0,159,
$\zeta =$	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8.

Widerstand durch einen Hahn:

Für einen Hahn (Fig. 89) wird nach Grashof aus den Versuchen von Weisbach:

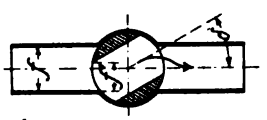


Fig. 89.

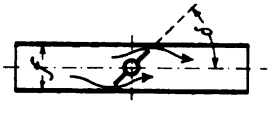


Fig. 90.

Stellwinkel $\delta =$		10°	20°	30°	40°	50°	60°	65°
Rohr von rechteckigem Querschnitt	$\frac{f'}{f} =$	0,849	0,687	0,520	0,352	0,188	—	—
	$\zeta =$	0,31	1,84	6,15	20,7	95,3	—	—
Rohr von kreisförmig. Querschnitt.	$\frac{f'}{f} =$	0,850	0,692	0,535	0,385	0,250	0,137	0,091
	$\zeta =$	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486

Widerstand durch eine Drosselklappe:

Für die Verengung durch eine Drosselklappe (Fig. 90) wird nach Weisbach:

Stellwinkel:	$\delta =$	10°	20°	30°	40°	50°	60°
Rohr von kreisförmigem Querschnitt:	$\zeta =$	0,52	1,54	3,91	10,8	32,6	118

Widerstand durch Ventile. (S. Ziff. 15, S. 164.)

15. Wirkungsweise und Berechnung der Ventile.

Die Ventile haben den Zweck, den Pumpenraum abwechselnd mit der Saug- und der Druckleitung in Verbindung zu bringen, bezw. von diesen Leitungen abzuschließen. Man unterscheidet Hubventile, Klappen und Schieber. Bei den Hubventilen erfolgt das Öffnen und Schließen des Verbindungskanals zwischen Pumpenraum und Leitung durch eine Bewegung der Ventilplatte senkrecht zur Dichtungsfläche, bei den Klappen durch Drehung der Ventilplatte um eine zur Dichtungsfläche parallel liegende Achse, bei

den Schiebern durch eine Bewegung der Schieberplatte parallel zur Dichtungsfläche. Erfolgt die Bewegung der Ventile lediglich durch die Wechselwirkung zwischen dem Flüssigkeitsdruck und der Ventilbelastung, so werden die Ventile als selbsttätige bezeichnet, ist ihre Bewegung eine durch die Einwirkung einer mechanischen Vorrichtung teilweise oder gänzlich gezwungene, so spricht man von gesteuerten Ventilen. Zur selbsttätigen Wirkung eignen sich nur die Hubventile und Klappen, die Bewegung der Schieber muß eine gänzlich gezwungene sein, weil der senkrecht zu ihrer Bewegungsrichtung wirkende Flüssigkeitsdruck nicht zu ihrer Bewegung dienen kann. Die Hubventile und Klappen haben unter Umständen eine zum Teil selbsttätige, zum Teil durch eine Steuerungseinrichtung gezwungene Bewegung.

Hubventile.

a) Beziehung zwischen Wassermenge, Ventilbelastung und Ventilhub im allgemeinen.

α) Die Geschwindigkeit des Wassers im Ventilsitz ist gleichbleibend.

Der Sitz des Ventils (Fig. 91) habe den Querschnitt f_1 qm und werde vom Wasser mit der gleichbleibenden Geschwindigkeit c_1 m durchströmt, so daß eine Wassermenge $Q = f_1 c_1$ cbm in der Sekunde durch das Ventil tritt.

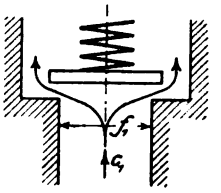


Fig. 91.

Bei dem Übergang aus der Sitzöffnung in den Ventilspalt wird das Wasser durch den Ventilteller aus seiner Richtung abgelenkt und erfährt hierauf eine zweite Ablenkung bei seinem Übertritt aus dem Spalt in den ringförmigen Querschnitt zwischen dem Ventilteller und der Wand des Ventilgehäuses. Gleichzeitig mit den Richtungsänderungen entstehen Geschwindigkeitsänderungen des Wassers, entsprechend der Verschiedenheit der Größe der durchströmten Querschnitte.

Die Kraft, welche das Wasser infolge dieser Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen auf das Ventil ausübt und mit welcher das geöffnete Ventil gegen den Wasserstrom gedrückt, d. h. belastet werden muß, um es gegenüber der von der strömenden Flüssigkeit ausgeübten Wirkung in seiner Stellung zu erhalten, hat v. Bach durch Versuche ermittelt, deren Ergebnisse in der Schrift „Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand“ (Verlag von J. Springer, Berlin 1884)[1]) niedergelegt sind.

Es ergab sich

$$P_1 = \gamma f_1 \frac{c_1^2}{2g}\left[\varkappa + \left(\frac{f_1}{\mu_1 h l_1}\right)^2\right], \quad \ldots\ldots \quad 193$$

[1]) Siehe auch Z. d. V. d. J. 1886. S. 421 u. ff.

hierin bedeutet mit dem Meter als Längen-, dem Quadratmeter als Flächen- und dem Kilogramm als Gewichtseinheit:

P_1 die Kraft, welche der Wasserstrom auf das Ventil ausübt,

d_1 den Durchmesser der Ventilsitzöffnung,

$f_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2$ den Querschnitt der Ventilsitzöffnung,

l_1 den Umfang des Zylindermantels, durch welchen die Flüssigkeit radial auswärts entweicht, gemessen an der Peripherie von f_1,

c_1 die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser unter dem Ventil ankommt, also durch den Querschnitt f_1 fließt,

h die Hubhöhe des Ventils,

$\varkappa$ und μ_1 Erfahrungskoeffizienten, welche von der Konstruktion des Ventils abhängen und auf dem Versuchsweg zu bestimmen sind,

γ das Gewicht der Volumeneinheit der Flüssigkeit ($\gamma = 1000$ für Wasser),

$g = 9{,}81$ die Beschleunigung durch die Schwerkraft.

Die Gleichung läßt erkennen, daß der Druck des Wasserstroms gegen das Ventil außer von der Geschwindigkeit c_1, mit welcher das Wasser gegen das Ventil strömt, auch von dem Abstand h des Ventiltellers von seiner Sitzfläche abhängig ist.

Die das Ventil niederdrückende Kraft oder seine Belastung setzt sich zusammen aus der Gewichtsbelastung G_w, bestehend aus dem Gewicht des Ventils und dem Gewicht seiner Belastungsfeder im Wasser, und aus dem Druck $\mathfrak{F}$ seiner Belastungsfeder. Besteht Gleichgewicht zwischen Ventilbelastung und Kraft des Wasserstroms, d. h. ist $P_1 = G_w + \mathfrak{F}$, so bewegt sich das Ventil nicht, es schwebt auf dem Wasserstrom; in diesem Falle gilt

$$G_w + \mathfrak{F} = \gamma f_1 \frac{c_1^2}{2g} \left[\varkappa + \left(\frac{f_1}{\mu_1 h l_1}\right)^2\right] \quad \ldots\ldots \quad 194$$

Diese Gleichung stellt die Beziehung zwischen der Ventilbelastung $G_w + \mathfrak{F}$, der Wassermenge $f_1 c_1$, welche in der Sekunde durch das Ventil strömt, und dem Ventilhub h für ein auf dem Wasserstrom in Ruhe schwebendes Ventil von bestimmten Abmessungen dar. Sind zwei dieser Größen gegeben, so kann die dritte bestimmt werden.

Aus Gleich. 194 erhält man zur Ermittelung des Ventilhubs

$$h = \frac{f_1 c_1}{\mu_1 l_1 \sqrt{\frac{2g(G_w + \mathfrak{F})}{f_1 \gamma} - \varkappa c_1^2}} \quad \ldots\ldots \quad 195$$

Aus dieser Beziehung ist ersichtlich, daß der Ventilhub h um so größer ist, je größer die Geschwindigkeit c_1 ist, mit welcher das Wasser durch den Ventilsitz strömt. Das Ventil stellt sich also bei ge-

gebener Belastung um so höher ein, je größer die in der Sekunde durchströmende Wassermenge ist.

Geht die Wassergeschwindigkeit von c_1 in einen anderen konstanten Wert über, der kleiner ist als c_1, dann wird der Druck des Wasserstromes gegen die untere Fläche des Ventiltellers (s. Gleich. 193) kleiner. Bleibt die Ventilbelastung unverändert, so ist der von oben auf das Ventil wirkende Druck größer als die von unten auf dasselbe wirkende Kraft des Wasserstromes, es sinkt daher das Ventil, d. h. der Wert des Ventilhubs h nimmt ab, was nach Gleich. 193 zur Folge hat, daß die Kraft des Wasserstroms zunimmt, da h im Nenner steht. Das Ventil sinkt daher solange, bis die Kraft des Wasserstroms wieder gleich der Ventilbelastung geworden ist und kommt bei einer kleineren Hubhöhe wieder ins Gleichgewicht.

Die Versuche C. v. Bachs erstreckten sich auf nachstehend angeführte Konstruktionen, für welche folgende weitere Bezeichnungen gelten mögen.

Es bedeute

i die Anzahl der Rippen im Falle unterer Führung des Ventils durch Rippen (Fig. 93 u. 94),

s die Breite dieser Führungsrippen, gemessen auf dem Umfang πd_1,

b_1 die radiale Breite der Dichtungsfläche $= \frac{1}{2}(d - d_1)$ (Fig. 92).

Durch Einführung der angegebenen Bezeichnungen in die allgemeine Gleich. 193 treten an die Stelle dieser Gleichung folgende besondere Beziehungen:

$$P_1 = \gamma f_1 \frac{c_1^2}{2g}\left[\varkappa + \left(\frac{d_1}{4\mu_1 h}\right)^2\right] \quad \ldots\ldots \quad 196$$

$$P_1 = \gamma f_1 \frac{c_1^2}{2g}\left[\varkappa + \left(\frac{f_1}{\mu_1(\pi d_1 - i s)h}\right)^2\right] \quad \ldots\ldots \quad 197$$

und zwar gilt:

1. Für Tellerventile ohne untere Führung nach Fig. 92 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d_1}{10} \text{ bis } \frac{d_1}{4}$$

Gleich. 196 mit

$$\varkappa = 2{,}5 + 19\,\frac{b_1 - 0{,}1\,d_1}{d_1} \text{ bei Breiten } b_1 \text{ von } \frac{d_1}{10} \text{ bis } \frac{d_1}{4}.$$

$\mu_1 = 0{,}60$ bei breiter Dichtungsfläche, bis 0,62 bei schmaler Dichtungsfläche.

2. Für Tellerventile mit unterer Führung nach Fig. 93 u. 94 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d_1}{8} \text{ bis } \frac{d_1}{4}$$

Gleich. 197 mit Werten von $\varkappa$ und μ_1, welche um 10% kleiner sind, als die für das Tellerventil ohne untere Führung angegebenen.

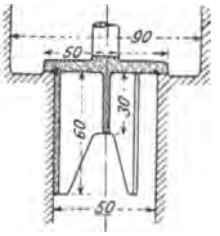
3. Für Kegelventile mit ebener Unterfläche nach Fig. 95 bei Hubhöhen

$$h = 0{,}1\, d_1 \text{ bis } 0{,}15\, d_1 \quad (b_1 = 0{,}1\, d_1)$$

Gleich. 196 mit

$$\varkappa = -1{,}05 \text{ und } \mu_1 = 0{,}89.$$

Fig. 93.



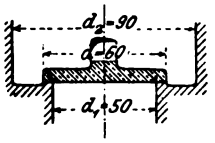


Fig. 92.

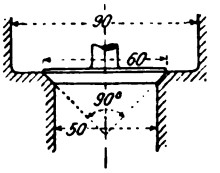


Fig. 95.

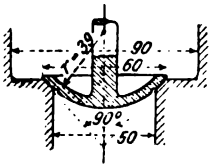


Fig. 97.

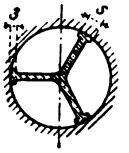


Fig. 94.

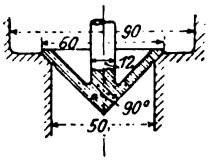


Fig. 96.

4. Für Kegelventile mit kegelförmiger Unterfläche nach Fig. 96 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d_1}{8} \text{ bis } \frac{d_1}{4}$$

Gleich. 196 mit

$$\varkappa = 0{,}38 \text{ und } \mu_1 = 0{,}68.$$

5. Für Ventile mit kugelförmiger Unterfläche auf kegelförmiger Sitzfläche nach Fig. 97 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d_1}{10} \text{ bis } \frac{d_1}{4}$$

Gleich. 196 mit

$$\varkappa = 0{,}96 \text{ und } \mu_1 = 1{,}15.$$

Diese Koeffizienten setzen voraus, daß (Fig. 92)

$$\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d^2) = 1{,}8\,\frac{\pi}{4}\,d_1^2 = 1{,}8\,f_1,$$

d. h., daß der ringförmige Querschnitt zwischen Ventilteller und Gehäusewandung um 80% größer ist als die Ventilöffnung, und ferner, daß das Wasser das Ventilgehäuse in senkrechter Richtung durchströmt.

Zur Bestimmung des Ventilhubs aus Wassermenge und Ventilbelastung läßt sich eine Gleichung aufstellen, welche eine bequemere Form als Gleich. 195 besitzt.

Bedeutet neben den früheren Bezeichnungen

d den äußeren Durchmesser des Ventiltellers,

l den äußeren Umfang desselben,

$f = \frac{\pi d^2}{4}$ seine Fläche,

c die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in radialer Richtung am Umfang des Ventiltellers ausströmt,

α den Kontraktionskoeffizienten, welcher mit dem Ventilhub veränderlich ist, aber unabhängig von der Austrittsgeschwindigkeit angenommen wird,

so ist die aus dem Ventilspalt austretende Wassermenge $\alpha c l h$. Diese Wassermenge ist, wenn das Ventil mit gleich bleibendem Abstand von seinem Sitz auf dem Wasserstrom schwebt, gleich der Wassermenge, welche unter dem Ventil ankommt. Man hat daher

$$\alpha c l h = f_1 c_1, \quad \ldots \quad 198$$

oder

$$h = \frac{f_1 c_1}{\alpha c l} \quad \ldots \quad 199$$

oder

$$\frac{c}{c_1} = \frac{f_1}{\alpha l h}, \quad \ldots \quad 200$$

d. h. für gleichen Ventilhub, also gleiche Werte von h und α ist die Spaltgeschwindigkeit c proportional der Geschwindigkeit c_1, mit welcher das Wasser unter dem Ventil ankommt.

In Gleich. 194 stellt der Klammerwert $\left[\varkappa + \left(\frac{f_1}{\mu_1 h l_1}\right)^2\right]$ einen Faktor dar, welcher von der Ventilkonstruktion abhängt und mit dem Ventilhub veränderlich ist. Dieser Faktor sei mit ζ_1 bezeichnet, alsdann lautet die Gleich. 194

$$\frac{G_w + \mathfrak{F}}{f_1 \gamma} = \frac{c_1^2}{2g} \zeta_1; \quad c_1 = \frac{1}{\sqrt{\zeta_1}} \sqrt{2g \frac{G_w + \mathfrak{F}}{f_1 \gamma}}.$$

Der Koeffizient ζ_1 drückt die Beziehung zwischen der Ventilbelastung und der Geschwindigkeit c_1 aus. Für den gleichen Ventilhub, also gleichen Wert von ζ_1 ist demnach die Ventilbelastung proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser unter dem Ventil ankommt.

Nun ist aber nach Gleich. 200 die Spaltgeschwindigkeit c proportional der Geschwindigkeit c_1, es ist also die Ventilbelastung auch proportional dem Quadrat der Spaltgeschwindigkeit. Es gilt daher auch

$$\frac{G_w + \mathfrak{F}}{f_1 \gamma} = \frac{c^2}{2g} \zeta_2; \quad c = \frac{1}{\sqrt{\zeta_2}} \sqrt{2g \frac{G_w + \mathfrak{F}}{f_1 \gamma}} \quad . \quad . \quad . \quad 201$$

oder, wenn man die Ventilbelastung auf die ganze Ventilfläche f bezieht,

$$\frac{G_w + \mathfrak{F}}{f \gamma} = \frac{c^2}{2g} \zeta; \quad c = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{2g \frac{G_w + \mathfrak{F}}{f \gamma}}, \quad . \quad . \quad . \quad 202$$

wo ζ wieder einen Koeffizienten bedeutet, welcher von der Ventilkonstruktion abhängt und mit dem Ventilhub veränderlich ist.

Nach Gleich. 199 ist der Ventilhub bestimmt durch

$$h = \frac{f_1 c_1}{\alpha c l},$$

woraus mit Gleich. 202

$$h = \frac{f_1 c_1}{\frac{\alpha}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{2g \frac{G_w + \mathfrak{F}_1}{f \gamma}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 203$$

Statt dieser Beziehung kann man auch schreiben

$$h = \frac{f_1 c_1}{\mu \sqrt{2g b} l}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 204$$

indem man den Quotienten der beiden Koeffizienten α und $\sqrt{\zeta}$ in dem einen Koeffizienten μ zusammenfaßt und den Wert $\frac{G_w + \mathfrak{F}}{f \gamma}$, welcher die Ventilbelastung, bezogen auf die ganze Ventilfläche, in m Wassersäule darstellt, mit b bezeichnet. An der Stelle des Produktes αc in Gleich. 199 steht also in Gleich. 204 das Produkt $\mu \sqrt{2gb}$. Es ist somit

$$\alpha c = \mu \sqrt{2gb} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 205$$

Der Koeffizient μ ist, wie die beiden Werte α und $\sqrt{\zeta}$, aus welchen er sich zusammensetzt, für den gleichen Ventilhub ein konstanter Wert, er berücksichtigt die Kontraktion im Ventilspalt und die Beziehung zwischen Ventilbelastung und Spaltgeschwindigkeit.

β) Die Geschwindigkeit des Wassers im Ventilsitz ist veränderlich.

Im vorstehenden ergab sich, daß die Hubhöhe eines unter der Einwirkung eines Wasserstromes stehenden Ventils von der Geschwindigkeit

des Wassers im Ventilsitz abhängig ist, und zwar, daß das Ventil steigt oder sinkt, je nachdem die Wassergeschwindigkeit zu- oder abnimmt. Erfolgt die Änderung der Wassergeschwindigkeit periodisch nach einem bestimmten Gesetz, so ändert sich auch der Ventilhub periodisch, es entsteht ein periodisch sich wiederholendes Ventilspiel.

Bei einem in Bewegung befindlichen Ventil gilt nicht mehr die im vorhergehenden aufgestellte Beziehung, daß die austretende Spaltmenge gleich der durch den Ventilsitz gehenden Wassermenge ist, d. h. daß $\alpha c l h = f_1 c_1$ (Gleich. 198). Es wird vielmehr, wenn das Ventil steigt, unterhalb desselben, zwischen Teller und Sitzebene, ein Raum frei, welcher von dem aus dem Ventilsitz kommenden Wasser angefüllt wird. Die hierzu erforderliche Wassermenge tritt nicht durch den Spalt, und es ist deshalb die Spaltmenge kleiner als die durch den Ventilsitz gehende Wassermenge. Sinkt das Ventil, so verdrängt es einen Teil des unter ihm befindlichen Wassers; diese Wassermenge entweicht durch den Spalt, es wird daher durch das Sinken des Ventiles die Spaltmenge um den Betrag der Ventilverdrängung vergrößert (Gesetz von Westphal).

Bezeichnet

f die Fläche des Ventiltellers in qm,

v die Ventilgeschwindigkeit in m,

so schreibt sich das eben ausgesprochene Gesetz:

$$\alpha c l h = f_1 c_1 - f v \quad \ldots\ldots\ldots \quad 206$$

d. h. Spaltmenge = Wassermenge im Ventilsitz weniger Ventilverdrängung, wobei v für das Steigen des Ventiles positiv, für das Sinken negativ ist.

Es ergibt sich also der Ventilhub aus

$$h = \frac{f_1 c_1 - f v}{\alpha c l} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 207$$

und mit der Genauigkeit, mit welcher die Gleich. 202 auch für das bewegte Ventil gilt,

$$h = \frac{f_1 c_1 - f v}{\mu \sqrt{2 g b l}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 208$$

Es ist nun die Ventilbelastung b noch näher zu bestimmen. Wenn das Ventil in Bewegung ist, besteht streng genommen nicht mehr Gleichgewicht zwischen der Kraft des Wasserstroms und der Ventilbelastung allein, wie dies bei dem auf dem Wasserstrom von unveränderlicher Stärke schwebenden Ventil der Fall ist, es tritt vielmehr zu den angeführten Kräften noch der von der Reibung des Ventils in seiner Führung herrührende Bewegungswiderstand und die Massenkraft des Ventils, welche bei der Geschwindigkeitsänderung des Ventils entsteht, hinzu.

Bezeichnet P_1 die Kraft, welche der Wasserstrom auf das Ventil ausübt, in kg,

$G_w + \mathfrak{F}$ die Ventilbelastung in kg,

W den Bewegungswiderstand des Ventils infolge der Reibung in seiner Führung in kg,
M die Ventilmasse,
k_v die Ventilbeschleunigung,

so gilt nach dem Gesetz, daß bewegende Kraft gleich Masse mal Beschleunigung

$$P_1 - (G_w + \mathfrak{F}) \mp W = M k_v, \quad \ldots\ldots 209$$

wobei das obere Zeichen für das Steigen, das untere für das Sinken des Ventils gilt.

Bei richtig konstruierten Ventilen kann der Bewegungswiderstand W vernachlässigt werden. Dann ergibt sich die vom Wasserstrom auf das Ventil ausgeübte Kraft aus

$$P_1 = (G_w + \mathfrak{F}) + M k_v$$

$$P_1 = (G_w + \mathfrak{F}) \left(1 + \frac{M k_v}{G_w + \mathfrak{F}}\right) \ldots\ldots 210$$

Bei langsam gehenden Pumpen ist die Ventilbeschleunigung k_v so klein, daß selbst für den Fall reiner Gewichtsbelastung, also für $\mathfrak{F} = 0$, der Wert des Bruches $\frac{M k_v}{G_w + \mathfrak{F}}$ bezw. $\frac{M k_v}{G_w}$ gegenüber 1 vernachlässigt werden kann.

Bei schnellgehenden Pumpen werden die Ventile möglichst leicht, also mit geringer Masse konstruiert, wobei dann die Ventilbelastung durch eine genügend starke Feder erzielt wird, es fällt daher der Wert $\frac{M}{G_w + \mathfrak{F}}$ auch hier so gering aus, daß das Produkt $\frac{M k_v}{G_w + \mathfrak{F}}$ gegen 1 vernachlässigt werden kann.

Die Massenkraft kann also bei sachgemäßer Konstruktion der Ventile außer Berücksichtigung bleiben. Demnach kann auch bei bewegtem Ventil $P_1 = G_w + \mathfrak{F}$ oder $b = \frac{G_w + \mathfrak{F}}{f \gamma}$ gesetzt werden.

b) Die Wirkungsweise der Hubventile von Kolbenpumpen mit Kurbelantrieb.

a) Grundlegende Betrachtungen.

Es sei das Druckventil einer einfachwirkenden Pumpe in Betracht gezogen. In jedem Augenblick ist die durch den Ventilsitz gehende Wassermenge gleich der Kolbenverdrängung, d. h. es ist

$$f_1 c_1 = F u \quad \ldots\ldots 211$$

$$c_1 = \frac{F}{f_1} u \quad \ldots\ldots 212$$

Die Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz ist also proportional der Kolbengeschwindigkeit; sie steigt wie die Kolbengeschwindigkeit periodisch von dem Wert Null auf einen höchsten Wert und sinkt wieder auf Null zurück. Dieser Änderung der Wassergeschwindigkeit entsprechend erhebt sich das Ventil von seinem Sitz, steigt bis zu einer gewissen Höhe und sinkt dann wieder auf den Sitz zurück. Dem Gesetz der Ventilbewegung liegt daher das Gesetz der Kolbenbewegung zugrunde.

Bevor das Gesetz der Ventilbewegung näher bestimmt wird, empfiehlt es sich, den allgemeinen Charakter der Ventilbewegung unter gewissen Vernachlässigungen an der Hand einfacher Formeln kennen zu lernen. Zu diesem Zweck sei zunächst davon abgesehen, daß sich das Ventil während seines Spieles in Bewegung befindet; es sei vielmehr angenommen, daß es sich in jedem Augenblick auf dem Wasserstrom schwimmend, in Ruhe befinde. Dann ist in jedem Augenblick die aus dem Ventilspalt austretende Wassermenge gleich derjenigen, welche durch den Ventilsitz strömt.

Man hat also nach Gleich. 199 und 211

$$h = \frac{Fu}{\alpha c l}.$$

Wird der Einfluß der endlichen Länge der Schubstange auf die Kolbenbewegung vernachlässigt, so gilt nach Gleich. 17, S. 53

$$u = \omega r \sin \varphi,$$

so daß sich als Gleichung für den Ventilhub

$$h = \frac{Fr\omega}{\alpha c l} \sin \varphi \quad \ldots\ldots\ldots \quad 213$$

ergibt. Es sei ferner angenommen, daß der Kontraktionskoeffizient α und die Spaltgeschwindigkeit c unveränderliche Werte seien, dann ist der Ventilhub

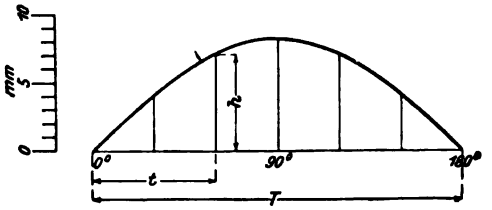


Fig. 98.

proportional dem Sinus des Kurbelwinkels. Der Ventilhub wird daher durch die Sinuslinie (Fig. 98) dargestellt, er ist bei $\varphi = 90^0$ am größten und zwar

$$h_{max} = \frac{Fr\omega}{\alpha c l} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 214$$

Die Ventilgeschwindigkeit v bestimmt sich aus

$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{Fr\omega}{\alpha cl} \cos\varphi \frac{d\varphi}{dt}$$

oder, da $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$,

$$v = \frac{Fr\omega^2}{\alpha cl} \cos\varphi, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 215$$

d. h. die Ventilgeschwindigkeit ist proportional dem Kosinus des Kurbelwinkels. Sie ist (siehe Fig. 99) für $\varphi = 0^0$ und 180^0, d. h. beim Abheben

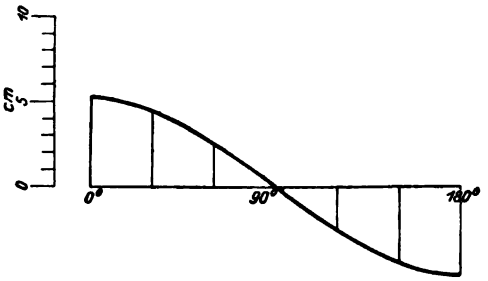


Fig. 99.

des Ventils von seinem Sitz und beim Auftreffen auf denselben am größten und zwar

$$v_{max} = \frac{Fr\omega^2}{\alpha cl}; \quad \ldots\ldots\ldots \quad 216$$

bei $\varphi = 90^0$, d. h. im höchsten Punkt der Ventilhublinie ist sie Null. Von $\varphi = 0^0$ bis 90^0 ist $\cos\varphi$ positiv, also $v = +\frac{dh}{dt}$, d. h. das Ventil steigt; von $\varphi = 90^0$ bis 180^0 ist $\cos\varphi$ negativ, also $v = -\frac{dh}{dt}$, d. h. das Ventil sinkt.

Die befremdende Tatsache, daß das Ventil seinen Hub mit der größten Geschwindigkeit und nicht vielmehr mit der Geschwindigkeit Null beginnt, wird später ihre Erklärung finden.

Die Änderung der Ventilgeschwindigkeit (Beschleunigung oder Verzögerung) ergibt sich aus

$$k = \frac{dv}{dt} = -\frac{Fr\omega^2}{\alpha cl} \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt}$$

$$k = -\frac{Fr\omega^3}{\alpha cl} \sin\varphi \quad \ldots\ldots\ldots \quad 217$$

Diese Gleichung gibt von 0^0 bis 180^0 lauter negative Werte für die Geschwindigkeitsänderung. Von 0^0 bis 90^0 ist die Geschwindigkeit, wie oben gefunden, positiv. Ist nun ihre Änderung negativ, so nimmt die Geschwindigkeit des Ventiles von 0^0 bis 90^0 ab, die Bewegung des Ventiles ist beim Steigen verzögert. Von 90^0 bis 180^0 ist die Geschwindigkeit des Ventiles (siehe oben) negativ, die Änderung der Geschwindigkeit ist aber ebenfalls negativ, deshalb nimmt von 90^0 bis 180^0 die Geschwindigkeit zu, die Ventilbewegung ist beim Sinken beschleunigt.

Die größte Geschwindigkeitsänderung findet bei der Bewegungsumkehr des Ventiles, d. h. beim höchsten Ventilhub statt; zu Anfang und Ende des Ventilspieles ist die Geschwindigkeitsänderung Null.

Die Gleich. 217 gibt die in Fig. 100 gezeichnete Sinuslinie.

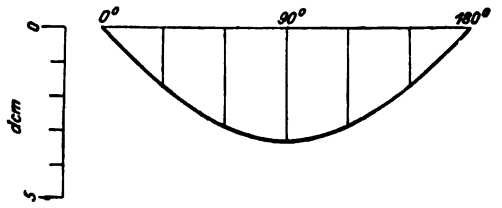


Fig. 100.

Aus der Vereinigung der Gleich. 213 und 217 folgt:

$$k = -\omega^2 h \quad \ldots\ldots\ldots \quad 218$$

Die Ventilbeschleunigung ist also proportional dem Ventilhub.

Einen Begriff von der Größe der Zahlenwerte für den Hub, die Geschwindigkeit und die Beschleunigung der Ventile gibt das folgende Rechnungsbeispiel, welches auch den Fig. 98 bis 100 zugrunde gelegt ist.

Es sei $F = 0{,}003840$ qm; $r = 0{,}125$ m, $n = 61$, also $\omega = 6{,}3846$; $l = 0{,}1884$ m; $\alpha = 0{,}86$; $c = 2{,}3$ m; alsdann ist in m:

$$h = 0{,}00823 \sin\varphi \text{ nach Gleich. 213}$$
$$v = 0{,}0525 \cos\varphi \text{ nach Gleich. 215}$$
$$k = 0{,}3356 \sin\varphi \text{ nach Gleich. 217.}$$

β) Das Bewegungsgesetz des Ventiles.

Für ein spielendes Ventil gilt im allgemeinen die Gleich. 206

$$\alpha c l h = f_1 c_1 - f v.$$

Steht das Ventil unter dem Einfluß eines Kolbens, welcher seine Bewegung von einem Kurbelgetriebe empfängt, so ist $f_1 c_1 = F u$ (nach Gleich. 211) und demnach die Gleichung für den Ventilhub

$$h = \frac{1}{\alpha c l}(F u - f v) \quad \ldots\ldots\ldots \quad 219$$

oder, da die Ventilgeschwindigkeit $v = \frac{dh}{dt}$ ist,

$$h = \frac{1}{\alpha c l}\left(Fu - f\frac{dh}{dt}\right).$$

Die Integration dieser Differentialgleichung ist möglich, sofern man die Werte α und c unveränderlich annimmt. Die Durchführung der umständlichen Rechnung führt jedoch zu einer Gleichung, welche noch durch eine Annäherung in eine für praktische Rechnungen brauchbare Form gebracht werden muß.

Zu dem gleichen Endergebnis gelangt man auch durch folgende Betrachtung:

Nach Gleich. 219 ist der Ventilhub

$$h = \frac{1}{\alpha c l}(Fu - fv);$$

zu seiner Bestimmung ist also die Kenntnis der Ventilgeschwindigkeit v notwendig. Diese erhält man durch Ableiten der Gleichung zu

$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{1}{\alpha c l}\left(F\frac{du}{dt} - f\frac{dv}{dt}\right), \quad \ldots\ldots 220$$

wobei α und c unveränderlich angenommen sind.

Der Klammerausdruck $\left(F\frac{du}{dt} - f\frac{dv}{dt}\right)$ heißt in Worten: Kolbenquerschnitt mal Kolbenbeschleunigung weniger Ventilfläche mal Ventilbeschleunigung.

Die Ventilbeschleunigung $\frac{dv}{dt}$ ist aber ein kleiner Wert; sie ist außerdem, wie Fig. 100 zeigt, um so kleiner, je mehr sich das Ventil seinem Sitz nähert und wird schließlich gegen den Abschluß des Ventiles verschwindend klein.

Da es nun für die Bedürfnisse der Praxis genügen kann, wenn die Rechnung den Verhältnissen beim Abschluß des Ventiles entspricht, so erscheint es zulässig, das Glied $f\frac{dv}{dt}$ in Gleich. 220 zu vernachlässigen, indem man setzt:

$$v = \frac{F}{\alpha c l}\frac{du}{dt} \quad \ldots\ldots\ldots 221$$

Durch Einsetzen dieses Wertes in Gleich. 219 erhält man sodann

$$h = \frac{1}{\alpha c l}\left(Fu - \frac{fF}{\alpha c l}\frac{du}{dt}\right), \quad \ldots\ldots 222$$

welche Gleichung die Abhängigkeit des Ventilhubes von der Kolbengeschwindigkeit gibt.

Für ein Kurbelgetriebe mit unendlich langer Schubstange gilt:

$$u = r\omega \sin \varphi$$

$$\frac{du}{dt} = r\,\omega \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}$$

$$= r\,\omega^2 \cos \varphi$$

Setzt man diese Werte in Gleich. 222 ein, so folgt:

$$h = \frac{1}{\alpha c l}\left(Fr\omega \sin \varphi - \frac{Fr\omega^2 f}{\alpha c l} \cos \varphi\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 223$$

oder

$$h = \frac{Fr\omega}{\alpha c l}\left(\sin \varphi - \frac{f\omega}{\alpha c l} \cos \varphi\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 224$$

Durch beiderseitige Multiplikation mit $\alpha c l$ ergibt sich aus Gleich. 223:

$$\alpha c l h = Fr\omega \sin \varphi - \frac{Fr\omega^2 f}{\alpha c l} \cos \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 225$$

Spaltmenge = Kolbenverdrängung weniger Ventilverdrängung.

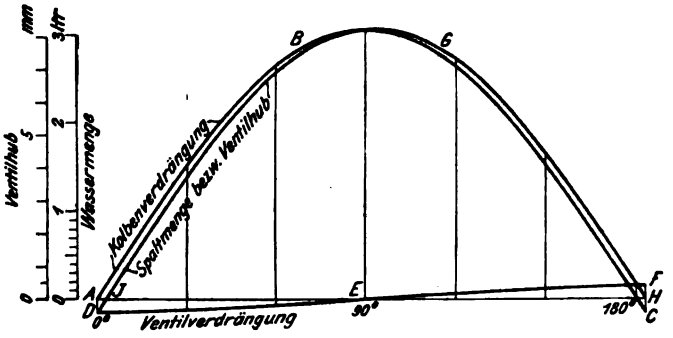


Fig. 101.

In Fig. 101 ist die Spaltmenge und der Ventilhub nach dem Vorgang von O. H. Mueller graphisch veranschaulicht.

Die Kolbenverdrängung stellt sich in der Sinuslinie ABC, die Ventilverdrängung in der Kosinuslinie DEF dar. Durch algebraisches Summieren der Ordinaten dieser beiden Linien entsteht dann entsprechend Gleich. 225 die Linie DGH der Spaltmenge.

Die letztere Linie stellt aber gleichzeitig den Ventilhub dar; denn man erhält die Gleich. 224 des Ventilhubes durch Division der Gleich. 225 mit $\alpha c l$. Zur Darstellung des Ventilhubes hätte man also sämtliche Ordinaten der Fig. 101 mit $\alpha c l$ zu dividieren, was gleichbedeutend damit ist, daß man für den Ventilhub den der Figur zugrunde liegenden Maßstab mit $\alpha c l$ multipliziert.

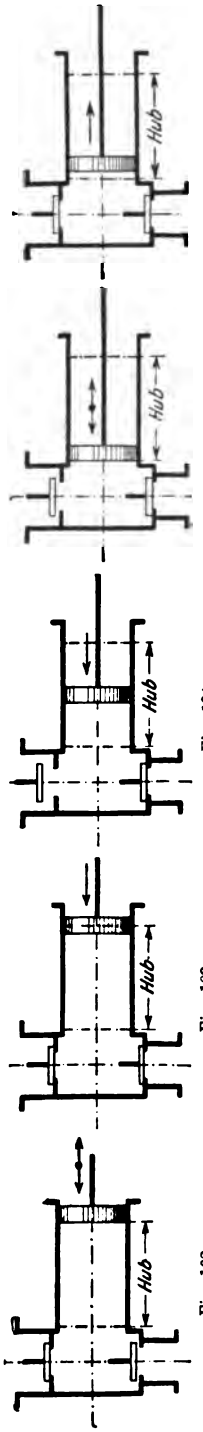


Fig. 102. Fig. 103. Fig. 104. Fig. 105. Fig. 106.

Fig. 102. Kolbenumkehr am Ende des Saughubs. Fig. 103. Abschluß des Saugventils, Öffnen des Druckventils, Beginn der Druckwirkung. Fig. 104. Mitte des Druckhubs, größter Hub des Druckventils. Fig. 105. Kolbenumkehr am Ende des Druckhubs. Fig. 106. Abschluß des Druckventils, Öffnen des Saugventils, Beginn der Saugwirkung.

Mit den Zahlen des Beispieles S. 141 und $f = 0{,}002827$ qm ergibt sich

$$Fr\omega \sin \varphi = 0{,}00307 \sin \varphi \text{ cbm}$$

$$\frac{Fr\omega^2 f}{\alpha cl} \cos \varphi = 0{,}000148 \cos \varphi \text{ cbm}$$

$$\alpha cl = 0{,}373.$$

Dementsprechend ist Fig. 101 gezeichnet.

Der Verlauf der Ventilhublinie zeigt jetzt die folgenden wichtigen Erscheinungen:

Das Ventil beginnt erst zu öffnen, nachdem der Kolben umgekehrt ist und nach der Totlage einen bestimmten Weg AJ zurückgelegt hat; das Ventil erreicht seinen höchsten Stand bei einem Kurbelwinkel, der größer als 90^0 ist, trotzdem der Einfluß der endlichen Länge der Schubstange unberücksichtigt blieb; das Ventil ist bei der Kolbenumkehr, d. h. bei dem Kurbelwinkel 180^0, noch um einen gewissen Betrag geöffnet und schließt erst, nachdem der Kolben seine Bewegung umgekehrt hat und sich auf dem Rückweg befindet, also mit Verspätung.

Die Tatsache, daß das in Betracht gezogene Druckventil sich nicht sofort öffnet, wenn der Kolben den Druckhub beginnt, ist ohne weiteres einleuchtend, wenn man bedenkt, daß ebenso wie das Druckventil auch das Saugventil eine Schlußverspätung hat, und daß das Druckventil sich erst öffnen kann, wenn das Saugventil abgeschlossen hat. Der Beginn der Eröffnung des Druckventiles hängt also von dem Abschluß des Saugventiles ab, vergl. Fig. 102 bis 106.

Aus dem Umstand, daß die Ventile verspätet öffnen und schließen, folgt, daß die ganze vorstehende Theorie bezüglich der Bewegung der Wassermassen in den Leitungen usw. nicht streng richtig ist. Da das Saugventil erst zu einem Zeitpunkt öffnet, wo der Kolben und das Wasser im Pumpenzylinder bereits eine gewisse Geschwindigkeit erlangt haben, das Wasser in der Saugleitung aber

im Augenblick des Eröffnens des Saugventils seine Bewegung mit der Geschwindigkeit Null beginnt, so muß, streng genommen, ein Zurückbleiben der Saugwassersäule im ersten Augenblick der Saugwirkung stattfinden.

Der Zusammenschluß der Wassermasse wird um so rascher erfolgen, je größer der Überschuß des die Saugwassersäule bewegenden Atmosphärendrucks über die ihm entgegenwirkenden Widerstände ist, d. h. je weiter die an die Saugfähigkeit der Pumpe gestellten Anforderungen von der Grenze der Leistungsfähigkeit der Pumpe entfernt sind.

Eine Berücksichtigung der Verspätung des Ventilschlusses bei der Theorie der Wasserbewegungen ist nicht möglich, da diese Verspätung nicht mit Sicherheit festzustellen ist und da sich außerdem eine Umständlichkeit der Formeln ergeben würde, welche deren Gebrauch zu praktischen Rechnungen ausschließen würde.

Ein gewisser Ausgleich der Ungenauigkeit der Rechnungsweise besteht darin, daß die bei der Bestimmung des Massenwiderstands in Rechnung gebrachte Beschleunigung des Kolbens im toten Punkt größer ist, als die tatsächliche Kolbenbeschleunigung in dem Augenblick der Eröffnung des Saugventils und der Ingangsetzung der Wassermassen.

γ) *Gleichungen zur Berechnung des Ventilspieles.*

1. Ohne Berücksichtigung der endlichen Länge der Schubstange.

Nach Gleich. 224 ist der Ventilhub

$$h = \frac{F r \omega}{\alpha c l}\left(\sin\varphi - \frac{f\omega}{\alpha c l}\cos\varphi\right)$$

Setzt man in dieser Gleichung statt des Produkts αc das Produkt $\mu\sqrt{2gb}$, (vergl. S. 136), so gilt

$$h = \frac{F r \omega}{\mu\sqrt{2gbl}}\left(\sin\varphi - \frac{f\omega}{\mu\sqrt{2gbl}}\cos\varphi\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 226$$

Der Kurbelwinkel, bei welchem das Ventil schließt, sei $\varphi = 180^0 + \delta^0$. Man erhält ihn, wenn man in vorstehender Gleichung $h = 0$ setzt.

Alsdann ist

$$0 = \frac{F r \omega}{\mu\sqrt{2gbl}}\left[\sin(180 + \delta) - \frac{f\omega}{\mu\sqrt{2gbl}}\cos(180 + \delta)\right]$$

also

$$\operatorname{tg}(180 + \delta) = \operatorname{tg}\delta = \frac{f\omega}{\mu\sqrt{2gbl}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 227$$

Der Winkel δ werde Verspätungswinkel genannt.

Bestimmung des größten Ventilhubs h_{max}: Der größte Ventilhub ist von dem Ventilhub bei dem Kurbelwinkel von 90° so wenig verschieden, daß für praktische Zwecke der Ventilhub bei 90° als der größte angesehen werden kann. Man erhält demnach aus Gleich. 226 für $\varphi = 90°$

$$h_{max} = \frac{F r \omega}{\mu \sqrt{2 g b l}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 228$$

Bestimmung des Ventilhubs h_0 bei der Kolbenumkehr: Für $\varphi = 180°$ ergibt Gleich. 226

$$h_0 = \frac{F r \omega^2 f}{(\mu \sqrt{2 g b_0 l})^2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 229$$

Bestimmung der Geschwindigkeit v_s, mit welcher das Ventil abschließt:

Nach Gleich. 219 ist

$$\alpha c l h = F u - f v.$$

Im Augenblick des Ventilschlusses ist $h = 0$ und $\varphi = 180° + \delta°$, also $u = r \omega \sin(180 + \delta) = - r \omega \sin \delta$.

Hiermit ergibt sich, wenn die Schlußgeschwindigkeit mit v_s bezeichnet wird,

$$0 = - F r \omega \sin \delta - f v_s$$

$$v_s = - \frac{F r \omega}{f} \sin \delta \quad \ldots \ldots \ldots \quad 230$$

2. Mit Berücksichtigung der endlichen Länge der Schubstange.

Die Kolbengeschwindigkeit ist in diesem Fall, wenn die Länge der Schubstange mit L bezeichnet wird,

$$u = r \omega \left(\sin \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{r}{L} \sin 2 \varphi \right),$$

wobei das obere Zeichen für den Vorlauf, das untere für den Rücklauf des Kolbens gilt.

Mit

$$\frac{du}{dt} = r \omega \left(\cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} \pm \frac{r}{L} \cos 2 \varphi \frac{d\varphi}{dt} \right)$$

$$= r \omega^2 \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{L} \cos 2 \varphi \right).$$

folgt dann aus Gleich. 222 der Ventilhub, wenn man wieder den Ausdruck αc durch $\mu \sqrt{2 g b}$ ersetzt,

$$h = \frac{F r \omega}{\mu \sqrt{2 g b l}} \left[\left(\sin \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{r}{L} \sin 2 \varphi \right) - \frac{f \omega}{\mu \sqrt{2 g b l}} \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{L} \cos 2 \varphi \right) \right] \quad 231$$

Bestimmung des Verspätungswinkels δ:

Mit $h = 0$ und $\varphi = 180^0 + \delta^0$ ergibt sich

$$0 = \left(\sin(180 + \delta) \pm \frac{1}{2}\frac{r}{L}\sin(360 + 2\delta)\right) - \frac{f\omega}{\mu\sqrt{2gbl}}\left(\cos(180 + \delta) \pm \frac{r}{L}\cos(360 + 2\delta)\right),$$

also

$$\frac{-\sin\delta \pm \frac{1}{2}\frac{r}{L}\sin 2\delta}{-\cos\delta \pm \frac{r}{L}\cos 2\delta} = \frac{f\omega}{\mu\sqrt{2gbl}},$$

wofür

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{f\omega}{\mu\sqrt{2gbl}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 232$$

gesetzt werden kann.

Beweis: Es sei $\frac{r}{L} = 1/5$ und $\delta = 6^0$. Alsdann erhält man für den Rücklauf des Kolbens

$$\frac{-\sin 6 - 1/10\sin 12}{-\cos 6 - 1/5\cos 12} = \frac{0{,}1045 + 0{,}0208}{0{,}9945 + 0{,}1956} = 0{,}1053,$$

während sich nach Gleich. 232 $\operatorname{tg} 6^0 = 0{,}1051$ ergibt.

Bestimmung des größten Ventilhubes h_{max}:

Mit $\varphi = 90^0$ ergibt sich aus Gleich. 231

$$h_{max} = \frac{Fr\omega}{\mu\sqrt{2gbl}}\left(1 \pm \frac{f\omega}{\mu\sqrt{2gbl}}\frac{r}{L}\right) \backsim \frac{Fr\omega}{\mu\sqrt{2gbl}} \quad \ldots \quad 233$$

Bestimmung des Ventilhubes h_0 bei der Kolbenumkehr:

Für $\varphi = 180^0$ gibt Gleich. 231

$$h_0 = \frac{Fr\omega^2 f}{(\mu\sqrt{2gb_0l})^2}\left[1 \mp \frac{r}{L}\right] \quad \ldots\ldots \quad 234$$

Bestimmung der Schlußgeschwindigkeit v_s:

Mit $h = 0$ und

$$u = r\omega\left(\sin(180 + \delta) \pm \frac{1}{2}\frac{r}{L}\sin(360 + 2\delta)\right)$$

gibt Gleich. 219

$$0 = Fr\omega\left(-\sin\delta \pm \frac{1}{2}\frac{r}{L}\sin 2\delta\right) - fv_s$$

$$v_s = -\frac{Fr\omega}{f}\left(\sin\delta \mp \frac{1}{2}\frac{r}{L}\sin 2\delta\right) \quad \ldots\ldots \quad 235$$

δ) *Die Berechnung der Ventilhublinie.*

Der Entwicklung der Gleichung für den Ventilhub liegt die Annahme zugrunde, daß der Kontraktionskoeffizient α und die Spaltgeschwindigkeit c, bezw., daß der Koeffizient μ und die Ventilbelastung b während der ganzen Ventilbewegung unveränderliche Werte seien. In Wirklichkeit sind diese Größen aber mit dem Ventilhub veränderlich. Die Gleich. 226 und 231 gelten daher zunächst nur für unveränderliche Werte von μ und b. Nun können aber bei beliebigem Ventilhub h die Werte μ und b für ganz kurze Zeit als unveränderlich angesehen werden, wobei sich dann das Ventil in jedem Augenblick nach dem Gesetz 226 bezw. 231 bewegt, und jeweils andere Werte von μ und b gelten. Kennt man den Zusammenhang von h und μ sowie von h und b, kennt man also die Werte, welche μ und b bei einem bestimmten Ventilhub h haben, so kann man den letzteren annehmen, die zugehörigen Werte von μ und b bestimmen, und ist dann in der Lage, zu dem angenommenen Ventilhub h den zugehörigen Kurbelwinkel φ aus Gleich. 226 bezw. 231 zu berechnen, die Ventilhublinie also punktweise zu bestimmen.

Der Zusammenhang von h und b ergibt sich folgendermaßen: Bezeichnet C die Federkonstante, d. h. den Druck in kg, welchen die Feder für je 1 cm Zusammendrückung ausübt, y_0 die Zusammendrückung der Feder in cm, wenn das Ventil aufsitzt, h den Ventilhub in cm, so ist der Federdruck in kg beim Ventilhub h

$$\mathfrak{F} = (y_0 + h)\,C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 236$$

Die Beziehung zwischen der Ventilbelastung, bezogen auf die ganze Ventilfläche, in m Wassersäule, und dem Ventilhub ist daher bestimmt durch

$$b = \frac{G_w + \mathfrak{F}}{f\gamma} = \frac{G_w + (y_0 + h)\,C}{f\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 237$$

Der Zusammenhang des Koeffizienten μ und des Ventilhubs h ist durch die Konstruktion des Ventils bedingt und kann nur auf dem Versuchswege bestimmt werden.

Für ein Tellerventil mit oberer Führung habe ich die zusammengehörigen Werte von h und μ (siehe S. 155) durch Versuche bestimmt, welche in den „Mitteilungen über Forschungsarbeiten“ herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure, Heft 30 ausführlich besprochen sind. Daselbst ist die Berechnung einer Ventilhublinie an einem Beispiel durchgeführt, ebenso ist der Einfluß der endlichen Länge der Schubstange auf die Ventilbewegung und der Einfluß der Ventilmasse klargelegt.

c) Die Entstehung des Ventilschlags bei Kolbenpumpen infolge ungenügender Ventilbelastung.

Wie in Ziff. 8 eingehend erläutert wurde, kann ein Ventilschlag dadurch entstehen, daß bei der Saugwirkung die Wassersäule sich zu

langsam vorwärts bewegt und der Pumpenzylinder beim Saughub nicht vollgesaugt wird, wobei dann das Saugventil erst nachdem der Kolben zum Druckhub umgekehrt hat, und zwar mit Schlag, geschlossen wird. Ein Zurückbleiben der Wassersäule findet nicht statt, wenn die Bedingung 60, S. 77, bezw. nach Anbringen eines Saugwindkessels die Bedingung 86, S. 92 erfüllt ist.

Der Ventilschlag kann aber auch von ungenügender Belastung des Ventils herrühren.

Zur Klärung dieser Frage wurden vom Verfasser die folgenden Versuche mit der in Z. d. V. d. I. 1886 S. 424 beschriebenen Pumpe ausgeführt:

1. Pumpenzylinder und Ventilgehäuse waren von Wasser entleert. Die Pumpe stand still. Das Druckventil (Fig. 107) wurde, ohne daß es durch eine Feder belastet war, mit der Hand in die Höhe gehoben und dann sich selbst überlassen. Das unter der Wirkung seines Eigengewichtes niedergehende Ventil schloß mit einem deutlich hörbaren Schlag.

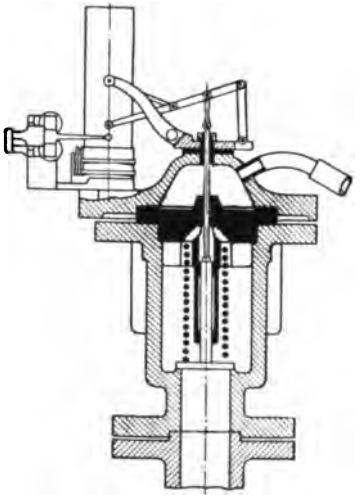


Fig. 107.

Während das Ventil nieder ging, wurde der Schreibstift mit der Papiertrommel in leichte Berührung gebracht und zugleich die Trommel mit gleichmäßiger Geschwindigkeit von Hand gezogen. Die entstandene Ventilbewegungslinie (Fig. 108) zeigt, daß das Ventil zuerst mit zunehmender, dann mit gleichbleibender Geschwindigkeit dem Sitz zueilt und die letztere Geschwindigkeit unverändert beibehält, bis es den Sitz mit einem Stoß erreicht, welcher in dem Diagramm durch das Springen des Schreibstiftes beim Aufsitzen des Ventiles zum Ausdruck kommt.

2. Pumpenzylinder und Ventilgehäuse waren mit Wasser angefüllt. Die Pumpe stand still. Eine Belastung des Ventiles durch eine Feder war nicht vorhanden.

Die Wiederholung des unter 1. beschriebenen Versuchs ergab die Abschlußlinie Fig. 109. Dieses Mal erfolgte der Abschluß des Ventiles vollständig lautlos.

Wie die Figur zeigt, setzt sich das freigegebene Ventil allmählich in Bewegung, die Geschwindigkeit wächst, bis der Widerstand des Wassers gleich der das Ventil bewegenden Kraft geworden ist, dann geht das Ventil mit gleichbleibender Geschwindigkeit weiter. Seine Geschwindigkeit nimmt aber, nachdem es in die Nähe des Sitzes gelangt ist, plötzlich sehr

rasch bis auf Null ab, ohne daß es die Fläche des Ventilsitzes ganz erreicht. Es verbleibt vielmehr eine sehr dünne Wasserschicht zwischen Ventilteller und Sitz.

3. Der unter 2. beschriebene Versuch wurde wiederholt, wobei jedoch das Ventil durch eine Feder belastet war, deren Druck bei dem höchsten Ventilhub rd. 2,3 kg, bei dem Aufsitzen noch rd. 1,95 kg betrug.

Der Niedergang des Ventiles erfolgte auch diesesmal wieder vollständig unhörbar. Wie Fig. 110 zeigt, nimmt zuletzt die Geschwindigkeit plötzlich wieder sehr rasch ab und die metallischen Dichtungsflächen treffen trotz der starken Federbelastung nicht aufeinander.

Der Unterschied der Erscheinungen bei dem Niedergang des Ventiles im Wasser und in der Luft besteht also darin, daß im ersten Fall die Geschwindigkeit des Ventiles in der Nähe des Sitzes plötzlich ab-

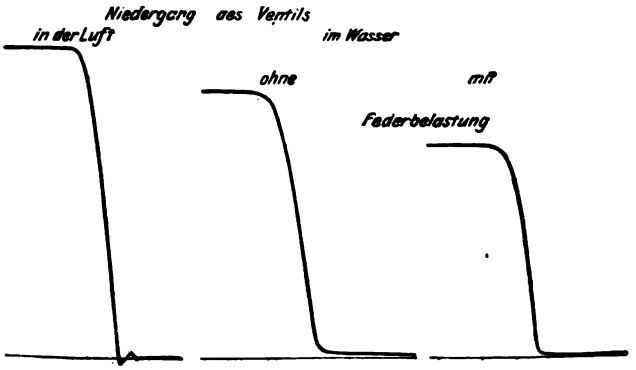


Fig. 108. Fig. 109. Fig. 110.

nimmt, daß das Ventil zur Ruhe kommt, noch ehe es den Sitz erreicht, und daß sein Niedergang vollständig lautlos erfolgt, während das in der Luft sinkende Ventil mit unverminderter Geschwindigkeit und unter Entstehung eines hörbaren Schlages auf die Sitzfläche auftrifft.

Diese Erscheinungen sind in folgender Weise zu erklären:

Die am Umfang des Ventiltellers ausströmende Wassermenge ist gleich der vom Ventil verdrängten Wassermenge. Bezeichnet

- l den Umfang des Ventiltellers,
- h den Ventilhub,
- c die Geschwindigkeit, mit der das Wasser tatsächlich in radialer Richtung aus dem Spalt ausströmt,
- α den Kontraktionskoeffizienten,
- v die Geschwindigkeit des Ventiles,
- f den Querschnitt des Ventiltellers,

so wird, wenn das Ventil in die Nähe des Sitzes gelangt ist, die Beziehung gelten:

$$\alpha c l h = v f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 238$$

woraus sich die Geschwindigkeit v des Ventiles mit $\alpha = 1$ ergibt zu

$$v = \frac{c l h}{f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 239$$

Würde nun das Ventil mit unverminderter Geschwindigkeit v, wie es bei dem Niedergang in der Luft der Fall ist, den Sitz erreichen, so müßte nach vorstehender Gleichung die Spaltgeschwindigkeit c in demselben Maße wachsen, wie der Ventilhub h abnimmt, denn l und f sind unveränderliche Werte, und würde das Ventil ganz bis auf den Sitz gelangen, also $h = 0$ werden, so müßte die Spaltgeschwindigkeit c unendlich groß werden. Die Spaltgeschwindigkeit ist aber ein begrenzter Wert, insofern sie durch die gegebene Ventilbelastung erzeugt wird.

Es kann daher c einen gewissen Betrag nicht überschreiten, und hieraus erklärt sich die rasche Abnahme der Geschwindigkeit v mit der Abnahme des Ventilhubes h.

Die Erscheinung, daß das Ventil seinen Sitz gar nicht ganz erreicht, sondern vorher zur Ruhe kommt, ergibt sich aus folgendem:

Ist k der Überdruck unter dem Ventilteller in m Wassersäule, ζk derjenige Teil dieser Druckhöhe, welcher zur Überwindung der Ausströmwiderstände gebraucht wird, so ist die Druckhöhe, welche die Spaltgeschwindigkeit erzeugt, gleich $(k - \zeta k)$ und demnach die Spaltgeschwindigkeit

$$c = \sqrt{2 g (k - \zeta k)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 240$$

Wächst nun durch die Verengung des Austrittsquerschnitts die Widerstandshöhe ζk auf k, was der Fall sein kann, noch ehe $h = 0$ wird, so wird nach vorstehender Gleichung $c = 0$ und deshalb nach Gleich. 239 auch $v = 0$, d. h. das Ventil bleibt stehen.

Beim Niedergang des Ventiles in der Luft besteht insofern ein Unterschied, als die unter dem Ventil befindliche Luft nicht bloß durch den Ventilspalt ins Gehäuse, sondern auch durch den Ventilsitz unter geringer Kompression der im Zylinder enthaltenen Luft in den letzteren entweichen kann.

Aus den Versuchen geht hervor: Ein Ventil kann sich im Wasser mit großer, man kann wohl sagen: beliebig großer Geschwindigkeit gegen seinen Sitz bewegen, es wird trotzdem kein Ventilschlag entstehen, wenn das vom Ventil verdrängte Wasser keinen anderen Ausweg als denjenigen durch den Ventilspalt hat.

Wie liegen nun die Verhältnisse beim Schluß der Ventile von Kolbenpumpen mit Kurbelgetriebe?

Wie früher dargelegt, beginnt das Ventil seinen Niedergang im höchsten Punkt der Ventilhublinie mit der Geschwindigkeit Null. Die Kraft des aus dem Ventilsitz kommenden Wasserstromes nimmt infolge der Abnahme der Kolbengeschwindigkeit derartig ab, daß das Ventil sich mit stetig zunehmender Geschwindigkeit gegen seinen Sitz bewegt. Ist der Kolben im toten Punkt angelangt, so hat das Ventil noch einen gewissen Abstand von seinem Sitz und bewegt sich mit einer gewissen Geschwindigkeit gegen ihn. Die Geschwindigkeit des Wassers im Ventilsitz ist in diesem Augenblick Null, die Strömungsverhältnisse unter dem Ventil sind also die gleichen wie bei dem Niedergang des Ventiles bei stillstehender Pumpe.

Geht nun der Kolben zurück, so strömt das Wasser nicht nur unter dem Druck der Ventilbelastung durch den Spalt ins Ventilgehäuse, sondern es entweicht auch durch den Ventilsitz in das Innere des Pumpenzylinders in dem Maße, wie es vom Kolben angesaugt wird.

Im weiteren Verlauf nimmt die Spaltmenge entsprechend dem kleiner werdenden Ventilhub ab und wird schließlich Null, während die angesaugte Wassermenge der Zunahme der Kolbengeschwindigkeit entsprechend zunimmt. Das Ventil wird bei kleiner Schlußverspätung mit annähernd der gleichen, bei größer werdender Verspätung mit größerer Geschwindigkeit auf den Sitz treffen als diejenige ist, welche es im Augenblick der Kolbenumkehr hat.

Der beim Ventilschluß entstehende Schlag entspricht der Größe der vernichteten lebendigen Arbeit, d. h. dem Produkt

$$\frac{M v_s^2}{2},$$

wenn M die Ventilmasse, v_s die Ventilgeschwindigkeit beim Auftreffen auf den Sitz bedeutet. Zur Verringerung des Ventilschlages ist daher dafür Sorge zu tragen, daß die Schlußgeschwindigkeit des Ventiles klein ist.

Wie die angeführten Versuche des Verfassers ergeben haben, läßt sich die Bewegung des Ventiles nach der Kolbenumkehr, also auch seine Schlußgeschwindigkeit, nicht mit genügender Genauigkeit bestimmen, hauptsächlich wenn der Ventilhub bei der Kolbenumkehr schon sehr klein ist. Das Aufsitzen des Ventiles erfolgt in dem Augenblick, wo die zwischen den Dichtungsflächen eingeklemmte Wasserschicht durch den Kolben vollständig abgesaugt ist, und es hat sich ergeben, daß unter sonst gleichen Verhältnissen bei größerer Kolbengeschwindigkeit der Ventilschluß früher stattfindet.

Anstatt die Schlußgeschwindigkeit der Berechnung der Ventile zugrunde zu legen, empfiehlt es sich daher, dahin zu wirken, daß die Geschwindigkeit des Ventiles im Augenblick des Hubwechsels klein ist und daß es in diesem Augenblick einen kleinen Abstand von seinem Sitz, also nur noch einen kleinen Weg bis zu diesem zurückzulegen hat.

Die erste dieser beiden Bedingungen ist durch die zweite bereits erfüllt, wenn der Abstand beim Hubwechsel so klein ist, daß die Geschwindigkeitsverminderung infolge der Spaltverengung, was Bach mit der „Pufferwirkung des Wassers" bezeichnet hat, sich geltend macht.

Als Grundlage für den Entwurf des Ventiles ist daher die Bedingung aufzustellen, daß der Ventilhub bei der Kolbenumkehr genügend klein ist.

d) Bestimmung der Größe des Ventils und der Ventilbelastung für Pumpen mit Kurbelantrieb.

Wie sich bei meinen Versuchen ergeben hat, wird ein ruhiger Ventilschluß durch einen entsprechend kleinen Ventilhub bei der Kolbenumkehr gewährleistet. Die Annahme des Ventilhubes im toten Punkt bildet daher den Ausgangspunkt für die Berechnung.

Nach Gleich. 229 ist der Hub im toten Punkt

$$h_0 = \frac{F\,r\,\omega^2\,f}{(\mu\sqrt{2\,g\,b_0\,l})^2}.$$

Für bequemen praktischen Gebrauch empfiehlt es sich, in diese Gleichung die sekundliche Wasserlieferung der Pumpe einzuführen.

Diese ist für eine einfachwirkende Pumpe oder für die eine Seite einer doppeltwirkenden Pumpe oder für eine Differentialpumpe

$$Q = \frac{F\,2rn}{60} = \frac{Frn}{30}$$

oder

$$Q = \frac{1}{\pi}\,\frac{Frn\pi}{30} = \frac{Fr\omega}{\pi}$$

also

$$Fr\omega = Q\pi \quad \ldots\ldots\ldots \quad 241$$

Hiermit ergibt sich

$$h_0 = \frac{Q\,\pi\,\omega\,f}{(\mu\sqrt{2\,g\,b_0\,l})^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 242$$

und der größte Ventilhub nach Gleich. 228

$$h_{max} = \frac{F\,r\,\omega}{\mu\sqrt{2\,g\,b\,l}} = \frac{Q\,\pi}{\mu\sqrt{2\,g\,b\,l}} \quad \ldots\ldots \quad 243$$

α) Berechnung von Tellerventilen ohne untere Führung.

Der Koeffizient μ hängt von den Strömungsverhältnissen unter dem Ventil, bei dem Ventilhub im toten Punkt hauptsächlich von der Umsetzung der Wassergeschwindigkeit unter dem Ventil ab.

Die Strömungsverhältnisse für den Ventilhub im toten Punkt sind in Fig. 111 dargestellt.

Die Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz ist Null. Der Ventilteller vom Querschnitt f verdrängt das Wasser mit der Geschwindigkeit v und drückt es durch den Spalt vom Querschnitt $l h_0$. Dabei erhält das Wasser die Geschwindigkeit c. Durch Gleichsetzen der Wassermenge erhält man

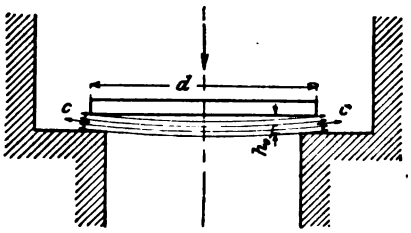


Fig. 111.

$$f v = l h_0 c$$

oder ein Verhältnis der Geschwindigkeiten

$$\frac{c}{v} = \frac{f}{l h_0} \quad . \quad . \quad . \quad 244$$

d. h. die Umsetzung der Wassergeschwindigkeit ist durch das Verhältnis des Querschnitts des Ventiltellers zum Spaltquerschnitt bestimmt.

Mit $f = \frac{\pi d^2}{4}$ und $l = \pi d$ wird

$$\frac{c}{v} = \frac{d}{4 h_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 245$$

Der Wert des Koeffizienten μ hängt also für den Ventilhub im toten Punkt von dem Wert $\frac{d}{4 h_0}$ ab und es kann angenommen werden, daß bei gleichem Verhältnis $\frac{d}{4 h_0}$ auch der Koeffizient μ den gleichen Wert hat.

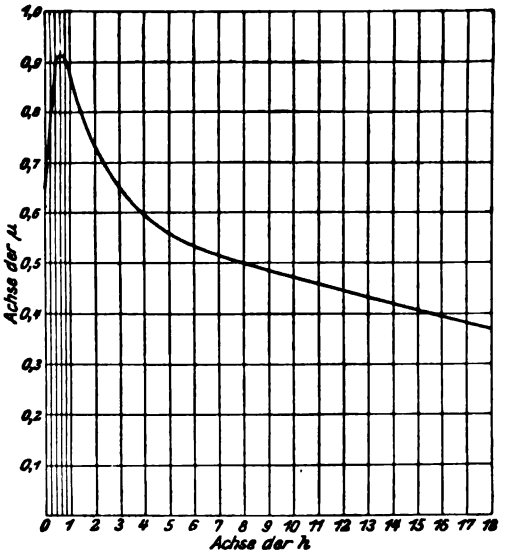


Fig. 112.

Die Versuche mit dem Tellerventil ohne untere Führung ergaben die nachstehende Zahlentafel, welche den Wert von μ mit Beziehung auf den Ventilhub h sowie das Verhältnis $\frac{d}{4h}$ oder allgemein $\frac{f}{lh}$ angibt. Die Veränderlichkeit von μ mit h ist außerdem in Fig. 112 dargestellt.

Zahlentafel für den Koeffizienten μ.

h mm	μ	$\frac{d}{4h}$ oder $\frac{f}{lh}$	h mm	μ	$\frac{d}{4h}$ oder $\frac{f}{lh}$
0,0	0,650	—	6	0,532	2,500
0,1	0,710	150,00	6,5	0,523	2,31
0,2	0,780	75,00	7	0,515	2,14
0,3	0,845	50,00	7,5	0,507	2,00
0,4	0,890	37,50	8	0,500	1,87
0,5	0,911	30,00	8,5	0,493	1,76
0,6	0,913	25,00	9	0,485	1,67
0,8	0,902	18,75	9,5	0,477	1,58
1,0	0,870	15,00	10	0,472	1,50
1,5	0,788	10,00	11	0,459	1,36
2	0,782	7,50	12	0,445	1,25
2,5	0,690	6,00	13	0,431	1,15
3	0,650	5,00	14	0,420	1,07
3,5	0,622	4,28	15	0,407	1,00
4	0,599	3,75	16	0,395	0,94
4,5	0,578	3,33	17	0,381	0,88
5	0,560	3,00	18	0,370	0,83
5,5	0,545	2,73			

Als Grundlage für die Berechnung von Tellerventilen werde nun zur sicheren Vermeidung eines hörbaren Ventilschlages der Ventilhub im toten Punkt

$$h_0 = \frac{1}{250} d = 0{,}004\, d \quad \ldots\ldots\ldots \quad 246$$

angenommen.

Dies entspricht einer Umsetzung der Wassergeschwindigkeit

$$\frac{c}{v} = \frac{f}{lh_0} = \frac{d}{4h_0} = \frac{d\,250}{4d} = 62{,}5 \quad \ldots\ldots \quad 247$$

Für diesen Wert ist nach der obigen Zahlentafel

$$\mu = 0{,}81 \backsim 0{,}80$$

zu setzen.

Bestimmung des Ventildurchmessers.

Gleich. 242 ergibt für Tellerventile ohne untere Führung nach Fig. 92 mit diesen Annahmen, also mit

$$h_0 = 0{,}004\,d;\ \omega = \frac{\pi n}{30};\ f = \frac{\pi d^2}{4};\ \mu = 0{,}80;\ l = \pi d;\ g = 9{,}81$$

$$b_0 d = 0{,}52\,Qn, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 248$$

wenn mit b_0 die Ventilbelastung für den Ventilhub im toten Punkt bezeichnet wird.

Ist für eine Pumpe die sekundliche Wassermenge Q gegeben und wird die Umlaufzahl n gewählt, so erhält man aus vorstehender Gleichung den Wert, welchen das Produkt $b_0 d$ mindestens haben muß, wenn kein hörbarer Ventilschlag entstehen soll. Es steht nun dem Konstrukteur noch die Wahl einer der beiden Größen b_0 und d frei, alsdann folgt die andere aus der gegebenen Beziehung. Je größer die Umdrehungszahl der Pumpe für eine bestimmte Fördermenge ist, um so größer muß das Produkt $b_0 d$ sein. Je kleiner bei bestimmter Fördermenge und Umdrehungszahl der Ventildurchmesser gewählt wird, um so größer muß die Ventilbelastung sein.

Beispiel: Eine doppeltwirkende Pumpe habe 2 ltr/sec bei 80 Uml./min zu liefern. Es soll das Saugventil berechnet werden.

Die Lieferung auf einer Seite des Pumpenzylinders beträgt 1 ltr/sec. Man erhält daher mit $Q = 0{,}001$ und $n = 80$ aus Gleich. 248

$$b_0 d = 0{,}52 \cdot 0{,}001 \cdot 80 = 0{,}042.$$

Es sei nun $b_0 = 0{,}5$ m gewählt, alsdann wird

$$d = 0{,}084 \text{ m}.$$

Nach Gleich. 205 ist

$$\alpha c = \mu \sqrt{2gb}.$$

Da für den Ventilhub im toten Punkt, welcher außerordentlich klein ist, der Kontraktionskoeffizient $\alpha = 1$ angenommen werden kann, so entspricht die Annahme von $b_0 = 0{,}5$ nach vorstehender Gleichung der Annahme einer Spaltgeschwindigkeit von

$$c_0 = 0{,}8 \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}5} = 2{,}5 \text{ m}.$$

In gleicher Weise ergeben sich für andere Annahmen von b die in folgender Zahlentafel angegebenen Werte von c:

Ventilbelastung in m Wassersäule	$b_0 =$	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00
Spaltgeschwindigkeit in m/sec	$c_0 =$	2,5	3,1	3,5	4,0	4,3	4,7	5

Über die Wahl von b_0 bezw. d siehe Ziff. 16 d.

Ergibt sich durch die Annahme von b_0 ein ungeeignet großer Ventildurchmesser, so wird man ein aus mehreren gleichen Ventilen bestehendes Gruppenventil oder ein Ringventil wählen. Besteht das Gruppenventil aus z gleich großen Tellerventilen, so kommt auf ein Ventil die Wassermenge $\frac{Q}{z}$ und es ist demnach die Berechnung des einzelnen Ventils mit dem Wert $\frac{Q}{z}$ statt Q durchzuführen.

Bestimmung von $G_w + \mathfrak{F}_0$.

Nach Gleich. 237 ist

$$b_0 = \frac{G_w + \mathfrak{F}_0}{f\gamma},$$

wenn b_0 die Ventilbelastung und $\mathfrak{F}_0$ den Federdruck beim Ventilhub im toten Punkt bezeichnet. Mit $f = \frac{\pi d^2}{4}$ und $\gamma = 1000$ folgt für die nötige Summe von Ventilgewicht und Federdruck beim Ventilhub im toten Punkt, oder auch (angenähert) beim Aufsitzen des Ventils

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = 785\, b_0 d^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 249$$

oder mit $b_0 d = 0{,}52\, Qn$ nach Gleich. 248

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = 408\, Qnd \backsim 400\, Qnd \quad \ldots\ldots \quad 250$$

Beispiel: Für das vorstehend berechnete Ventil ergibt sich

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = 408 \cdot 0{,}001 \cdot 80 \cdot 0{,}084 = 2{,}74 \text{ kg}$$

also ist der nötige Federdruck beim Aufsitzen des Ventils

$$\mathfrak{F}_0 = 2{,}74 - G_w.$$

Es ist nun das Ventil zu entwerfen, wobei sich sein Gewicht G_w im Wasser ergibt. Alsdann ist eine Feder zu bestimmen, welche beim Aufsitzen des Ventils den Druck $\mathfrak{F}_0$ auf dieses ausübt (siehe Beispiel S. 161).

Bestimmung des größten Ventilhubes.

Nach Gleich. 243 ist

$$h_{max} = \frac{Q\pi}{\mu\sqrt{2gbl}} = \frac{Q}{\mu\sqrt{2gbd}} \quad \ldots\ldots \quad 251$$

Der Koeffizient μ ist mit dem Ventilhub veränderlich; das gleiche gilt von der Ventilbelastung b, wenn der Federdruck sich mit dem Ventilhub ändert.

Für praktische Zwecke genügt meistens eine angenäherte Bestimmung des größten Ventilhubes, so daß man in diesem Fall für den Koeffizienten einen Durchschnittswert, etwa $\mu = 0{,}53$, setzen und die Ventilbelastung unveränderlich, d. h. $b = b_0$, annehmen kann.

Beispiel: Für das vorstehende Rechnungsbeispiel ergibt sich mit $\mu = 0{,}53$ und $b = b_0 = 0{,}5$ m:

$$h_{max} = \frac{0{,}001}{0{,}53 \cdot \sqrt{2} \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}084} \backsim 0{,}007 \text{ m}.$$

Eine genauere Bestimmung von h_{max} hat man in folgender Weise auszuführen:

Der Wert des größten Ventilhubes hängt von der Konstruktion der Feder ab. Ist diese gewählt, also die Zusammendrückung y_0 der Feder

beim Aufsitzen des Ventiles und die Federkonstante C bestimmt, so ermittelt man den größten Ventilhub probeweise durch Rechnen.

Nach Gleich. 251 ist

$$h_{max}\,\mu\sqrt{2\,g\,b} = \frac{Q}{d}.$$

Man nimmt einen Ventilhub h an und erhält dadurch $\frac{d}{4h}$, womit sich nach Zahlentafel S. 155 der Wert μ ergibt. Außerdem bekommt man die zum Ventilhub h gehörige Ventilbelastung nach Gleich. 237 aus

$$b = \frac{G_w + (y_0 + h)\,C}{f\gamma}.$$

Alsdann muß das Produkt $h\,\mu\sqrt{2gb}$ gleich dem Wert $\frac{Q}{d}$ sein.

β) Berechnung von Ventilen anderer Konstruktion mit ebener Sitzfläche.

Eine Anwendung der Versuchsergebnisse für das Tellerventil ohne untere Führung, d. h. der Zahlentafel S. 155 auf die Berechnung von Ventilen anderer Konstruktion mit ebener Sitzfläche erscheint, ohne daß die Zulässigkeit dieser Maßnahme durch Versuche erwiesen ist, bedenklich.

Wenn ich trotzdem das nachstehende Rechenverfahren veröffentliche, so geschieht dies in der Annahme, daß dadurch einem Bedürfnis der Praxis entsprochen wird. Ich glaube, zu den Angaben um so eher berechtigt zu sein, als sie zu Abmessungen führen, wie sie die ausgeführten Konstruktionen aufweisen.

Bestimmung der Ventilbelastung b_0 bezw. des Ventilumfangs l.

Geht man wie bei der Berechnung des Tellerventils ohne untere Führung von der Annahme aus, daß für den Augenblick der Kolbenumkehr die Umsetzung der Wassergeschwindigkeit unter dem Ventil oder das Verhältnis des Querschnitts des Ventiltellers zum Spaltquerschnitt mindestens gleich 62,5 sein soll, setzt man also

$$\frac{f}{l\,h_0} = 62{,}5$$

wodurch der Ventilhub im toten Punkt zu

$$h_0 = \frac{1}{62{,}5}\,\frac{f}{l} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 252$$

angenommen ist, so erhält man mit Gleich. 242 die Beziehung

$$\frac{Q\pi\omega f}{(\mu\sqrt{2\,g\,b_0\,l})^2} = \frac{1}{62{,}5}\,\frac{f}{l}$$

und mit $\omega = \frac{\pi n}{30}$, $\mu = 0{,}8$ und $g = 9{,}81$

$$b_0 l = 1{,}63\, Q n \quad \ldots\ldots\ldots \quad 253$$

Diese Gleichung, welche die allgemeine Form

$$b_0 l \gtrsim \lambda Q n$$

hat, spricht aus, daß zur Vermeidung des Ventilschlags das Produkt aus der Ventilbelastung bei der Kolbenumkehr und dem Ventilumfang einen Mindestwert haben muß, der um so größer ist, je größer die Wasserlieferung und Umdrehungszahl der Pumpe sind.

Der Koeffizient λ hängt von der Ventilkonstruktion ab und möge, solange keine weiteren Versuche vorliegen, für Ventile mit ebener Dichtungsfläche wie vorstehend zu 1,63 angenommen werden.

Welche Annahmen für die Berechnung der sehr häufig ausgeführten Ventile mit kegelförmiger Dichtungsfläche zu machen sind, muß, solange keine ausreichenden Versuche mit solchen Ventilen vorliegen, der Schätzung überlassen bleiben.

Bestimmung von $G_w + \mathfrak{F}_0$.

Aus Gleich. 237 folgt für den Ventilhub im toten Punkt

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = b_0 f \gamma$$

oder nach Gleich. 253

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = 1630\, Q n \frac{f}{l} \quad \ldots\ldots \quad 254$$

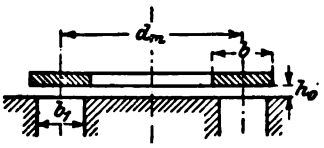


Fig. 113.

a) Ringventil nach Fig. 113.
Mit

$$f = \pi d_m b \text{ und } l = 2\pi d_m \quad . \quad 255$$

wird

$$\frac{f}{l} = \frac{b}{2}, \quad \ldots\ldots \quad 256$$

also nach Gleich. 252

$$h_0 = \frac{1}{62{,}5} \frac{f}{l} = \frac{b}{125}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 257$$

Aus Gleich. 253 und 255 ergibt sich

$$b_0 \cdot 2\pi d_m = 1{,}63\, Q n$$

$$b_0\, d_m = 0{,}26\, Q n \quad \ldots\ldots\ldots \quad 258$$

und aus Gleich. 254 und 256

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = 1630\, Q n \frac{b}{2} = 815\, Q n b, \quad \ldots\ldots \quad 259$$

wo b nach Fig. 113 die Ringbreite bedeutet.

Ergibt sich der mittlere Durchmesser des Rings zu groß, so sind entweder mehrere Ventile von gleicher Konstruktion anzuordnen, oder man verwendet ein Ringventil mit mehreren konzentrischen Ringen.

Sind z gleiche Ventile vorhanden, so kommt auf ein Ventil die Wassermenge $\frac{Q}{z}$, welche alsdann für Q in die Rechnung einzusetzen ist.

Für ein mehrfaches Ringventil muß die Summe der mittleren Durchmesser sämtlicher Ringe gleich d_m sein (siehe das nachstehende Beispiel).

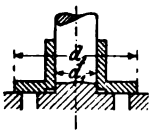


Fig. 114.

b) Tellerventil mit 2 Sitzflächen nach Fig. 114.

Mit

$$f = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) \text{ und } l = \pi d_2 \quad \ldots \quad 260$$

wird

$$\frac{f}{l} = \frac{d_2^2 - d_1^2}{4 d_2}, \quad \ldots \quad 261$$

also nach Gleich. 252

$$h_0 = \frac{1}{250}\frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2}. \quad \ldots \quad 262$$

Aus Gleich. 253 und 260 folgt

$$b_0 \pi d_2 = 1{,}63\, Q n$$

$$b_0 d_2 = 0{,}52\, Q n \quad \ldots \quad 263$$

und aus Gleich. 254 und 261

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = 1630\, Q n \frac{d_2^2 - d_1^2}{4 d_2} = 407\, Q n \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2} \quad \ldots \quad 264$$

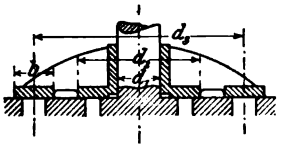


Fig. 115.

c) Mehrfaches Ringventil nach Fig. 115.

Dasselbe ist eine Vereinigung eines Ringventils nach a) und eines Tellerventils mit 2 Sitzflächen nach b).

Für den Ring gilt nach Gleich. 257

$$h_0 = \frac{b}{125},$$

für das Tellerventil nach Gleich. 262

$$h_0 = \frac{1}{250}\frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2}.$$

Da die beiden Ventile fest miteinander verbunden sind, so muß sein

$$\frac{b}{125} = \frac{1}{250}\frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2},$$

also die Ringbreite

$$b = \frac{d_2^2 - d_1^2}{2 d_2}. \quad \ldots \quad 265$$

Die Unterfläche des Ventils ist

$$f = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) + \pi d_3 b, \quad \ldots \ldots \quad 266$$

der gesamte Umfang

$$l = \pi d_2 + 2\pi d_3, \quad \ldots \ldots \quad 267$$

somit ist

$$\frac{f}{l} = \frac{d_2^2 - d_1^2 + 4 d_3 b}{4(d_2 + 2 d_3)}$$

oder mit $b = \frac{d_2^2 - d_1^2}{2 d_2}$

$$\frac{f}{l} = \frac{d_2^2 - d_1^2}{4 d_2} \quad \ldots \ldots \quad 268$$

Nach Gleich. 253 und 267 muß sein

$$b_0 \pi (d_2 + 2 d_3) = 1{,}63\, Q n$$
$$b_0 (d_2 + 2 d_3) = 0{,}52\, Q n \quad \ldots \ldots \quad 269$$

und nach Gleich. 254 und 268

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = 1630\, Q n \frac{d_2^2 - d_1^2}{4 d_2} = 407\, Q n \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2}. \quad \ldots \quad 270$$

Nimmt man für das Tellerventil d_1 und d_2 an, so ergibt sich für das Ringventil die Breite b aus Gleich. 265 und der mittlere Ringdurchmesser d_3 aus Gleich. 269.

Beispiel: Es sollen die Hauptabmessungen des Ventiles für eine einfachwirkende Pumpe, die bei 64 Uml./min 25 ltr/sk liefert, bestimmt werden.

Wegen der großen Wassermenge sei ein mehrfaches Ringventil gewählt. Nimmt man die Ventilbelastung $b_0 = 0{,}5$ m an, so ergibt sich nach Gleich. 258 der Durchmesser

$$d_m = \frac{0{,}26 \cdot 0{,}025 \cdot 64}{0{,}5} = 0{,}833 \text{ m}.$$

Die Abmessungen des Ventils können nun in folgender Weise bestimmt werden:

Bezeichnen d_1, d_2 .... die mittleren Durchmesser der Ringe, x den Abstand der Ringmitten, so ist, Fig. 116:

der Durchmesser des 1. Ringes $d_1 = d_1$
„ „ „ 2. „ $d_2 = d_1 + 2x$
„ „ „ 3. „ $d_3 = d_2 + 2x = d_1 + 4x$
„ „ „ n. „ $d_n = d_1 + (n-1)2x$
„ „ „ Ventilsitzes $d_s = d_n + 2\frac{x}{2} = d_n + x$
$= d_1 + (2n - 2 + 1)x$
$= d_1 + (2n - 1)x.$

Es ist nun die Grundfläche des Ventilsitzes,

1. da dieser den Durchmesser $d_1 + (2n - 1)x$ hat,

$$f_s = \frac{\pi}{4}[d_1 + (2n - 1)x]^2;$$

2. da sie aus n ringförmigen Streifen von der Breite x mit den mittleren Durchmessern d_1, d_2 ... und aus einer Kreisfläche vom Durchmesser $(d_1 - x)$ besteht,

$$f_s = \pi(d_1 + d_2 + \ldots . d_n)x + \frac{\pi}{4}(d_1 - x)^2$$

$$= \pi d_m x + \frac{\pi}{4}(d_1 - x)^2.$$

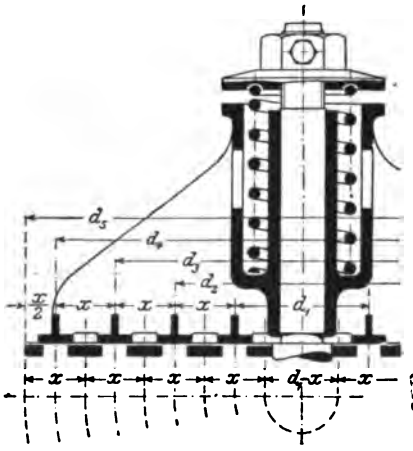


Fig. 116.

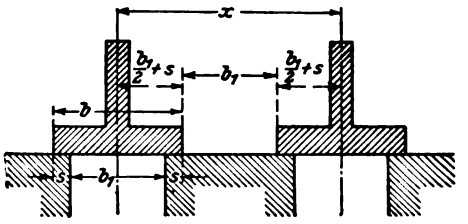


Fig. 117.

Durch Gleichsetzen der beiden Werte von f_s erhält man:

$$\frac{\pi}{4}[d_1 + (2n - 1)x]^2 = \pi d_m x + \frac{\pi}{4}(d_1 - x)^2,$$

also den Abstand der Ringe

$$x = \frac{d_m - n d_1}{n(n - 1)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 271$$

Da nun, siehe Fig. 117,

$$x = 2 b_1 + 2 s,$$

wenn b_1 die Breite der Ringöffnung im Sitz und s die Breite der Dichtungsfläche ist, so ist

$$b_1 = \frac{x}{2} - s \quad \ldots\ldots\ldots \quad 272$$

und die Ringbreite

$$b = b_1 + 2 s \quad \ldots\ldots\ldots \quad 273$$

Für das zu berechnende Ventil sei $d_1 = 0{,}090$ m angenommen. (Je größer d_1 gewählt wird, um so schmaler werden die Ringe, um so kleiner wird die notwendige Ventilbelastung.) Ferner sei $n = 4$, alsdann ergibt sich mit $d_m = 0{,}833$ m:

$$x = \frac{0{,}833 - 4 \cdot 0{,}09}{4\,(4-1)} = 0{,}0394 \backsim 0{,}040 \text{ m}.$$

Wählt man $s = 3$ mm, so wird

$$b_1 = \frac{0{,}040}{2} - 0{,}003 = 0{,}017 \text{ m},$$

$$b = 0{,}017 + 2 \cdot 0{,}003 = 0{,}023 \text{ m}.$$

Es ist dann der Durchmesser

des 1.	Ringes	$d_1 = 0{,}090$ m
„ 2.	„	$d_2 = 0{,}170$ „
„ 3.	„	$d_3 = 0{,}250$ „
„ 4.	„	$d_4 = 0{,}330$ „
		$d_m = 0{,}840$ m.

Nach Gleich. 259 ist die notwendige Ventilbelastung

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = 815 \cdot 0{,}025 \cdot 64 \cdot 0{,}023 = 30 \text{ kg}.$$

Der Entwurf des Ventiles ergebe ein Gewicht desselben im Wasser

$$G_w = 13{,}4 \text{ kg};$$

also ist der notwendige Federdruck beim Aufsitzen des Ventiles

$$\mathfrak{F}_0 = 30{,}0 - 13{,}4 = 16{,}6 \text{ kg}.$$

Der größte Ventilhub sei zu 9 mm gewählt, also das Verhältnis

$$\frac{f}{lh} = \frac{b}{2h} = \frac{23}{2 \cdot 9} = 1{,}28.$$

Es kann demnach nach Zahlentafel S. 155 $\mu = 0{,}449$ gesetzt werden. Nach Gleich. 243 und 255 ergibt sich die Ventilbelastung b_{max} beim Ventilhub h_{max} aus

$$0{,}009 = \frac{0{,}025}{0{,}449 \sqrt{2 \cdot 9{,}81\, b_{max}}\, 2 \cdot 0{,}840}$$

zu

$$b_{max} = 0{,}69 \text{ m}.$$

Der notwendige Federdruck $\mathfrak{F}_{max}$ beim Ventilhub h_{max} folgt dann nach Gleich. 237 aus

$$G_w + \mathfrak{F}_{max} = b_{max}\, f \gamma.$$

Für G_w ist die Gewichtsbelastung des Ventiles, bestehend aus dem Gewicht des Ventiles und dem Gewicht der Feder im Wasser, einzusetzen. Vernachlässigt man das letztere, so ist mit $G_w = 13{,}4$ kg und

$$f = \pi d_m b = 3{,}14 \cdot 0{,}840 \cdot 0{,}023 = 0{,}0607 \text{ qm}$$

nach vorstehender Gleichung zu setzen:

$$13{,}4 + \mathfrak{F}_{max} = 0{,}69 \cdot 0{,}0607 \cdot 1000$$
$$\mathfrak{F}_{max} = 28{,}5 \text{ kg}$$

Die Abmessungen der Feder ergeben sich nun in folgender Weise: Wenn sich das Ventil um 0,9 cm von seinem Sitz erhebt, so muß nach vorstehendem der Federdruck von $\mathfrak{F}_0 = 16{,}60$ kg auf $\mathfrak{F}_{max} = 28{,}5$ kg steigen. Demnach ist die notwendige Federkonstante

$$C = \frac{\mathfrak{F}_{max} - \mathfrak{F}_0}{h_{max}} = \frac{28{,}5 - 16{,}6}{0{,}9} = 13{,}2 \text{ kg}.$$

Nach Bach (Maschinenelemente. 9. Aufl. S. 35) ist die Zusammendrückung y' einer zylindrischen Schraubenfeder infolge der Belastung P bestimmt durch

$$y' = 64\, i \frac{P r^3}{d^4} \beta.$$

Es ist also die Federkonstante

$$C = \frac{P}{y'} = \frac{d^4}{64\, i r^3 \beta},$$

oder es ist die Drahtstärke d bestimmt durch

$$d = \sqrt[4]{64\, C i r^3 \beta}.$$

Im vorliegenden Fall ist $C = 13{,}2$; nimmt man ferner die Windungszahl $i = 6$, den mittleren Durchmesser der Windungen $2r = 6{,}4$ cm und den Schubkoeffizienten für Federstahl $\beta = \frac{1}{850\,000}$ an, so ergibt sich die Drahtstärke

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 13{,}2 \cdot 6 \cdot 3{,}2^3}{850\,000}}$$
$$= 0{,}66 \text{ cm}.$$

e) Ventilwiderstand.

Es ist zu unterscheiden der Widerstand, welchen der Wasserstrom beim Durchfliessen des geöffneten Ventils zu überwinden hat, und der Widerstand, welcher beim Abheben des Ventils von seinem Sitz entsteht, d. h. also der Durchgangswiderstand und der Öffnungswiderstand des Ventiles.

α) Durchgangswiderstand der Hubventile.

Für die auf S. 134 dargestellten Ventilkonstruktionen hat C. v. Bach den Durchgangswiderstand durch Versuche[1]) festgestellt. Der Ventilsitz

[1]) C. Bach, Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand. J. Springer, Berlin 1884.

war von einem Wasserstrom von konstanter Stärke durchflossen, wobei das Ventil auf dem Wasserstrom mit gleichbleibendem Abstand von seinem Sitz schwebte.

Bedeutet

ζ den Widerstandskoeffizienten,

α, β, γ Erfahrungskoeffizienten, welche von der Ventilkonstruktion abhängen,

h_v den Ventilwiderstand in m Wassersäule,

dann ist mit den auf S. 132 und 133 gegebenen weiteren Bezeichnungen

$$h_v = \zeta \frac{c_1^2}{2g} \quad \ldots \quad 274$$

$$\zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d_1}{h}\right)^2 \quad \ldots \quad 275$$

$$\zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d_1^2}{(\pi d_1 - is)h}\right)^2 \quad \ldots \quad 276$$

$$\zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d_1}{h}\right) + \gamma \left(\frac{d_1}{h}\right)^2 \quad \ldots \quad 277$$

Im besonderen ist zu nehmen:

1. Für Tellerventile ohne untere Führung nach Fig. 92 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d_1}{10} \text{ bis } \frac{d_1}{4}$$

Gleich. 275 mit

$$\alpha = 0{,}55 + 4\,\frac{b_1 - 0{,}1\,d_1}{d_1} \text{ bei Breiten } b_1 \text{ von } \frac{d_1}{10} \text{ bis } \frac{d_1}{4},$$

$$\beta = 0{,}15 \text{ bis } 0{,}16.$$

2. Für Tellerventile mit unterer Führung nach Fig. 93 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d_1}{8} \text{ bis } \frac{d_1}{4}$$

Gleich. 276 mit Werten von α, welche die für das Tellerventil ohne untere Führung gegebenen Werte um 0,8 bis 1,6 überschreiten, entsprechend einer Verengung des Querschnitts der Ventilöffnung durch die Führungsrippen um 13 bezw. 20 %, d. h. auf 0 87 bezw. 0,80 f_1,

$$\beta = 1{,}70 \text{ bis } 1{,}75.$$

3. Für Kegelventile mit ebener Unterfläche nach Fig. 95 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d_1}{10} \text{ bis } \frac{d_1}{4} \quad (b_1 = 0{,}1\, d_1)$$

Gleich. 277 mit

$$\alpha = 2{,}6$$
$$\beta = -0{,}8$$
$$\gamma = 0{,}14.$$

4. Für Kegelventile mit kegelförmiger Unterfläche nach Fig. 96 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d_1}{8} \text{ bis } \frac{d_1}{4}$$

Gleich. 275 mit

$$\alpha = 0{,}6 \text{ und } \beta = 0{,}15.$$

5. Für Ventile mit kugelförmiger Unterfläche auf kegelförmiger Sitzfläche nach Fig. 97 bei Hubhöhen

$$h = \frac{d_1}{10} \text{ bis } \frac{d_1}{4}$$

Gleich. 277 mit

$$\alpha = 2{,}7$$
$$\beta = -0{,}8$$
$$\gamma = 0{,}14.$$

Diese Koeffizienten setzen voraus, daß (Fig. 92)

$$\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d^2) = 1{,}8\,\frac{\pi}{4}\,d_1^2 = 1{,}8\,f_1,$$

d. h. daß der ringförmige Querschnitt zwischen Ventilteller und Gehäusewandung um 80 % größer ist, als die Ventilöffnung, und ferner, daß das Wasser das Ventilgehäuse in senkrechter Richtung verläßt.

Handelt es sich um ein spielendes Ventil, so ist die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Ventil trifft, gleich $c_1 \mp v$, wenn c_1 die veränderliche Wassergeschwindigkeit im Sitz und v die gleichzeitige Geschwindigkeit des Ventils bedeutet, wobei das obere Zeichen für das steigende, das untere für das sinkende Ventil gilt. Man hat demnach

$$h_v = \zeta \frac{(c_1 \mp v)^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 278$$

Bei den früheren Entwicklungen wurde angenommen, daß der Durchgangswiderstand der Hubventile von Kolbenpumpen mit Kurbelantrieb während des ganzen Ventilspiels annähernd konstant sei. Inwieweit diese Annahme in Wirklichkeit zutrifft, läßt sich aus dem folgenden Beispiel ersehen.

Ein Versuch des Verfassers mit dem Tellerventil ohne untere Führung (Fig. 92) ergab die in Fig. 118 dargestellte Ventilhublinie.

Hierbei galten folgende Werte: Kolbenquerschnitt $F = 0{,}003848$ qm, Durchgangsquerschnitt des Ventilsitzes $f_1 = 0{,}001963$ qm, Kurbelradius $r = 0{,}080$ m, Länge der Schubstange $L = 0{,}750$ m, also $\frac{r}{L} = \frac{0{,}080}{0{,}750} = \frac{1}{9{,}375} = 0{,}107$, Umdrehungszahl in der Minute $n = 102$, also Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{\pi \cdot 102}{30} = 10{,}676$.

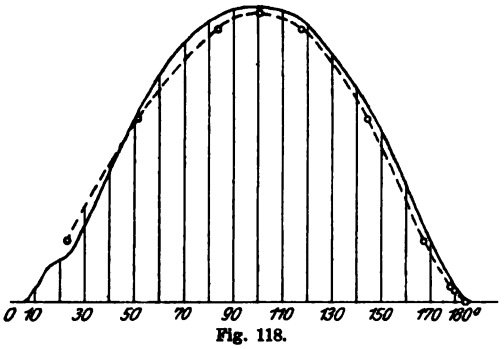


Fig. 118.

Zur Bestimmung des Widerstandskoeffizienten ζ hat C. v. Bach für das betreffende Ventil die besondere Gleichung aufgestellt

$$\zeta = 0{,}30 + 0{,}18 \left(\frac{d_1}{0{,}0005 + h}\right)^2.$$

gültig für Hubhöhen von

$$h = \frac{d_1}{50} \text{ bis } \frac{d_1}{2}$$

mit dem Meter als Längeneinheit.

Mit dieser Gleichung berechnet sich die nachstehende Tabelle in folgender Weise:

Für einen bestimmten Kurbelwinkel φ (Spalte 0) ist der zugehörige Kolbenweg (Spalte 1) nach Gleich. 13, S. 52

$$x = r(1 - \cos\varphi) - \frac{1}{2} L \left(\frac{r}{L} \sin\varphi\right)^2.$$

Der Ventilhub h (Spalte 2) ist der ausgezogenen Ventilhublinie Fig. 118 entnommen. Der zugehörige Wert ζ (Spalte 3) berechnet sich dann aus vorstehender Gleichung. Bei dem Kurbelwinkel φ ist nach Gleich. 14, S. 52 die Kolbengeschwindigkeit

$$u = \omega r \left(\sin\varphi - \frac{1}{2} \frac{r}{L} \sin 2\varphi\right)$$

Die entsprechende Geschwindigkeit c_1 im Ventilsitz (Spalte 4) ist

$$c_1 = \frac{F}{f_1} u.$$

Die Ventilgeschwindigkeit v (Spalte 5) bei dem Kurbelwinkel φ ist aus der Neigung der Tangente an die Ventilhublinie graphisch mit Hilfe des Spiegellineals bestimmt. Aus den Werten ζ, c_1 und v (Spalte 3 bis 5) folgt schließlich der Ventilwiderstand h_v (Spalte 6) entsprechend Gleich. 274.

0	1	2	3	4	5	6
φ^0	x m	h m	ζ	c_1 m	v m	h_v m
30	0,0096	0.0026	47,10	0,760	0,037	1,25
45	0,0218	0,0052	14,85	1,175	0,040	0,97
60	0,0368	0,0075	7,34	1,374	0,026	0,68
75	0,0553	0,0090	5,30	1,576	0,016	0,66
90	0,0757	0,0097	4,62	1,675	0,005	0,65
105	0,0967	0,0098	4,55	1,660	0,003	0,64
120	0,1168	0,0092	5,08	1,530	0,017	0,62
135	0,1344	0,0077	7,00	1,275	0,024	0,60
150	0,1482	0,0057	12,00	0,915	0,036	0,55
165	0,1570	0,0029	39,20	0,478	0,046	0,55
180	0,1600	0,0005	450,30	0,000	0,023	0,01

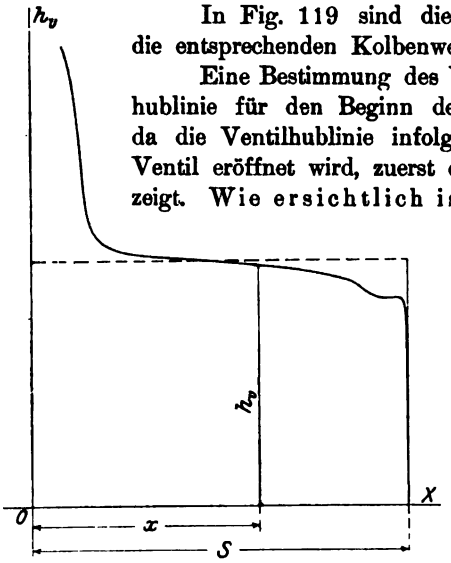


Fig. 119.

In Fig. 119 sind die Ventilwiderstände als Ordinaten, die entsprechenden Kolbenwege als Abszissen aufgetragen.

Eine Bestimmung des Ventilwiderstandes aus der Ventilhublinie für den Beginn des Ventilspiels hat keinen Zweck, da die Ventilhublinie infolge des Stoßes, mit welchem das Ventil eröffnet wird, zuerst einen ganz unregelmäßigen Verlauf zeigt. Wie ersichtlich ist der Widerstand während des größten Teils des Kolbenhubes annähernd konstant. Zu Anfang und zu Ende ergibt die Berechnung eine starke Abnahme desselben. Es ist dabei aber in Betracht zu ziehen, daß wegen des unregelmäßigen Verlaufs der Ventilhublinie wenigstens zu Anfang des Hubs der Ventilwiderstand überhaupt nicht mit Zuverläßigkeit bestimmt werden kann.

Der Durchgangswiderstand der Ventile ist nur insofern von Interesse, als durch denselben die Antriebsarbeit der Pumpe vergrößert wird. Die Arbeit zur Überwindung dieses

Widerstandes ist in Fig. 119 durch die zwischen der Widerstandslinie und der Abszissenachse liegende Fläche dargestellt. Diese Fläche kann annähernd durch ein Rechteck ersetzt werden, dessen Höhe gleich dem Ventilwiderstand in der Mitte des Kolbenhubs, d. h. annähernd bei $\varphi = 90^0$ ist. In diesem Augenblick ist die Ventilerhebung am größten, also die Ventilgeschwindigkeit $v = 0$. Demnach ist mit Rücksicht auf Gleich. 278

$$h_v = \zeta \frac{c_1^2}{2g}.$$

Die Bestimmung des Widerstands der auf S. 134 dargestellten Ventile wird daher in folgender Weise geschehen:

Man bestimmt die Kolbengeschwindigkeit für $\varphi = 90^0$, diese ist nach Gleich. 14

$$u = \omega r,$$

also ist die entsprechende Geschwindigkeit im Ventilsitz

$$c_1 = \frac{F}{f_1} \omega r.$$

Mit diesem Wert von c_1 ergibt sich der größte Ventilhub h aus Gleich. 196 bezw. 197, S. 133. Der Koeffizient ζ folgt dann aus Gleich. 275 bis 277, worauf sich der Ventilwiderstand aus Gleich. 274 berechnet.

Beispiel: Es soll der Durchgangswiderstand des Saugventils der in Fig. 70, S. 66 dargestellten Pumpe bestimmt werden.

Nach den Angaben auf S. 65 ist $\omega = 6{,}28$; $r = 0{,}075$, also $u = \omega r = 6{,}28 \cdot 0{,}075 = 0{,}471$ m. Da ferner (siehe Fig. 70) $F = \frac{\pi}{4} 0{,}075^2$ und $f_1 = \frac{\pi}{4} 0{,}050^2$, also $\frac{F}{f_1} = \frac{75^2}{50^2} = 2{,}25$, so ist $c_1 = \frac{F}{f_1} u = 2{,}25 \cdot 0{,}471 = 1{,}06$ m. Die Belastung des Ventils sei $G_w + \mathfrak{P} = 0{,}95$ kg. Dann folgt der größte Ventilhub nach Gleich. 196 mit $P_1 = G_w + \mathfrak{P} = 0{,}95$; $\gamma = 1000$; $f_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}050^2 = 0{,}001963$; $c_1 = 1{,}06$; $g = 9{,}81$; $\mu_1 = 0{,}60$;

$$\varkappa = 2{,}5 + 19 \frac{b_1 - 0{,}1 d_1}{d_1} = 2{,}5 + 19 \frac{0{,}005 - 0{,}1 \cdot 0{,}050}{0{,}050} = 2{,}5, \text{ aus}$$

$$0{,}95 = 1000 \cdot 0{,}001963 \cdot \frac{1{,}06^2}{2 \cdot 9{,}81} \left[2{,}5 + \left(\frac{0{,}050}{4 \cdot 0{,}60 \cdot h}\right)^2\right]$$

$$h = 0{,}0085 \text{ m} = 8{,}5 \text{ mm}.$$

Weiter ergibt sich

$$\alpha = 0{,}55 + 4 \frac{b_1 - 0{,}1 d_1}{d_1} = 0{,}55 + 4 \frac{0{,}005 - 0{,}1 \cdot 0{,}050}{0{,}050} = 0{,}55; \quad \beta = 0{,}15,$$

also nach Gleich. 275

$$\zeta = \alpha + \beta \left(\frac{d_1}{h}\right)^2 = 0{,}55 + 0{,}15 \left(\frac{0{,}050}{0{,}0085}\right)^2 = 5{,}74.$$

Der Ventilwiderstand ist daher nach Gleich. 274

$$h_v = \zeta \frac{c_1^2}{2g} = 5{,}74 \cdot \frac{1{,}06^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}36 \text{ m}.$$

β) Öffnungswiderstand der Hubventile.

Der Öffnungswiderstand der Hubventile ist von größerer Bedeutung als der Durchgangswiderstand. Besonders der Öffnungswiderstand des Saugventils ist von Wichtigkeit, da von ihm die zulässige Saughöhe der Pumpe bezw. ihre zulässige Umdrehungszahl abhängt.

Der Öffnungswiderstand des Druckventils der Pumpe ohne Windkessel (siehe Fig. 75, S. 70) bestimmt sich in folgender Weise:

Beginnt der Kolben den Druckhub mit der Beschleunigung k_0, so ist die Beschleunigung des Wassers in der Leitung oberhalb des Druckventils $k_d = \frac{F}{F_d} k_0$, wenn F_d der Querschnitt des Druckrohrs ist.

Die Pressung über dem Ventil ist beim Anheben des Kolbens gleich dem Druck A der Atmosphäre auf den Ausflußquerschnitt des Druckrohrs, vermehrt um die Höhe H_d der über dem Ventil stehenden Wassersäule und vermehrt um den Beschleunigungsdruck $L_s \frac{F}{F_d} \frac{k_0}{g}$ der Wassersäule zwischen Druckventil und Ausguß von der Länge L_s.

Demnach ist die Pressung in m Wassersäule

$$h_0 = A + H_d + L_s \frac{F}{F_d} \frac{k_0}{g} \quad \ldots\ldots \quad 279$$

oder in kg/qm

$$p_0 = \left(A + H_d + L_s \frac{F}{F_d} \frac{k_0}{g}\right) \gamma. \quad \ldots\ldots \quad 280$$

Bei der Pumpe mit Windkessel (siehe Fig. 80, S. 88) ergibt sich

$$h_0 = h_{dw} + y_s + L_s \frac{F}{F_d} \frac{k_0}{g} \quad \ldots\ldots \quad 281$$

$$p_0 = \left(h_{dw} + y_s + L_s \frac{F}{F_d} \frac{k_0}{g}\right) \gamma, \quad \ldots\ldots \quad 282$$

wenn nach Gleich. 78 $h_{dw} = A + y_d + \frac{c_d'^2}{2g} (1 + \Sigma\zeta)$ die Pressung im Windkessel, y_s den senkrechten Abstand des Wasserspiegels im Windkessel vom Druckventil und $L_s \frac{F}{F_d} \frac{k_0}{g}$ den Beschleunigungsdruck der Wassersäule zwischen Druckventil und Druckwindkessel von der Länge L_s und dem durchschnittlichen Querschnitt F_d bedeutet.

Bezeichnet f_0 die obere und f_u die untere vom Wasser berührte Fläche des Ventils, wenn dieses aufsitzt, in qm, so muß zum Abheben des Ventils von seinem Sitz auf seine Unterfläche ein Druck ausgeübt werden, welcher gleich ist dem von oben auf die Ventilfläche wirkenden Wasserdruck $f_0\, p_0$ vermehrt um die Gewichtsbelastung G_w, die Federbelastung $\mathfrak{F}_0$ sowie den Beschleunigungswiderstand $M k_v$ des Ventils, wenn M die Masse des Ventils, k_v seine Beschleunigung bedeutet. Letztere ist im Augenblick des Anhubs gleich der Beschleunigung des unter dem Ventil im Ventilsitz vom freien Querschnitt f_u befindlichen Wassers Demnach ist

$$k_v = \frac{F}{f_u} k_0. \quad \ldots \ldots \ldots \quad 283$$

Bezeichnet ferner p_u den zum Anheben des Ventils notwendigen Druck auf die vom Wasser berührte Unterfläche f_u desselben, ausgedrückt in kg/qm, so ergibt sich

$$f_u p_u = f_0 p_0 + G_w + \mathfrak{F}_0 + M k_v \quad \ldots \ldots \quad 284$$

oder

$$p_u = \frac{f_0}{f_u} p_0 + \frac{G_w + \mathfrak{F}_0}{f_u} + \frac{M k_v}{f_u} \quad \ldots \ldots \quad 285$$

Der Überdruck, welcher notwendig ist, um das Ventil von seinem Sitz abzuheben, oder der Öffnungswiderstand des Ventils ist demnach

$$p_u - p_0 = p_0 \left(\frac{f_0}{f_u} - 1\right) + \frac{G_w + \mathfrak{F}_0}{f_u} + \frac{M k_v}{f_u} \quad \ldots \quad 286$$

oder in m Wassersäule ausgedrückt

$$h_{(dv)o} = \frac{p_u - p_0}{\gamma} = \frac{1}{\gamma}\left[p_0 \frac{f_0 - f_u}{f_u} + \frac{G_w + \mathfrak{F}_0}{f_u} + \frac{M k_v}{f_u}\right]. \quad 287$$

Der Öffnungswiderstand des Druckventils ist also um so größer:

1. je größer der auf dem Ventil lastende Wasserdruck p_0 ist, also je größer die Druckhöhe der Pumpe ist.
2. je größer $\frac{f_0 - f_u}{f_u}$, d. h. je größer die Dichtungsfläche im Verhältnis zu der vom Wasser berührten Unterfläche des Ventils ist.
3. je größer $\frac{G_w + \mathfrak{F}_0}{f_u}$, d. h. je größer die Ventilbelastung, bezogen auf die Einheit der Unterfläche des Ventils ist. Dieser Wert ist aber um so größer, je größer $b_0 = \frac{G_w + \mathfrak{F}_0}{f\gamma}$, d. h. die Ventilbelastung in m Wassersäule ist.

4. je größer $\frac{M k_v}{f_u}$, d. h. je größer die Ventilmasse, bezogen auf die Einheit der Unterfläche des Ventils und je größer die Ventilbeschleunigung ist. Letztere ist $k_v = \frac{F}{f_u} k_0$, d. h. um so größer, je kleiner der Querschnitt f_u des Ventils im Verhältnis zum Querschnitt F des Pumpenkolbens und je größer die Kolbenbeschleunigung ist.

Beispiel: Es soll der Öffnungswiderstand des Druckventils der in Fig. 70, S. 66 gezeichneten Pumpe bestimmt werden, für den Fall, daß die Pumpe mit dem in der Figur angegebenen Druckwindkessel versehen ist. Ferner sollen die im Beispiel S. 93 gemachten Annahmen gelten.

Alsdann ist der Druck im Windkessel $h_{dw} = 14{,}835$ m, ferner ist (siehe Fig. 70) der Abstand des Wasserspiegels im Windkessel vom Druckventil $y_s = 0{,}260$ m, die zwischen Druckventil und Wasserspiegel des Windkessels befindliche Wassermasse, welche zu beschleunigen ist, hat die Länge $L_s = 0{,}260$ m, ihr mittlerer Durchmesser sei mit Rücksicht auf die Verengungen zu 0,070 m angenommen. Demnach ist das Verhältnis $\frac{F}{F_d} = \frac{75^2}{70^2} = 1{,}15$. Ferner ist die Kolbenbeschleunigung $k_0 = \omega^2 r = 2{,}96$ m (siehe S. 93).

Hiermit ergibt sich nach Gleich. 281

$$h_0 = 14{,}835 + 0{,}260 + 0{,}260 \cdot 1{,}15 \frac{2{,}96}{9{,}81}$$
$$= 14{,}835 + 0{,}260 + 0{,}090 = 15{,}185 \text{ m},$$

oder

$$p_0 = 15{,}185 \cdot 1000 = 15185 \text{ kg/qm}.$$

Die Ventilbelastung sei $G_w + \mathfrak{G}_0 = 0{,}950$ kg, das Gewicht des Ventils in der Luft $G_l = 0{,}280$ kg, also seine Masse $M = \frac{G_l}{g} = \frac{0{,}280}{9{,}81}$ $= 0{,}0285$. Ferner ist $k_v = \frac{F}{f_u} k_0 = \frac{75^2}{50^2} \cdot 2{,}96 = 2{,}25 \cdot 2{,}96 = 6{,}66$ m, also $M k_v = 0{,}189$ kg. Mit $f_0 = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}060^2 = 0{,}002827$ qm und $f_u = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}050^2$ $= 0{,}001963$ qm ergibt sich dann nach Gleich. 284

$$0{,}001963\, p_u = 0{,}002827 \cdot 15185 + 0{,}950 + 0{,}189$$
$$= 42{,}928 + 0{,}950 + 0{,}189$$
$$p_u = 22449 \text{ kg/qm}$$
$$h_{(dv)o} = \frac{22449 - 15185}{1000} = 7{,}26 \text{ m}.$$

Der Öffnungswiderstand des Saugventils ist analog Gleich. 287 bestimmt durch

$$h_{(sv)o} = \frac{p_u - p_0}{\gamma} = \frac{1}{\gamma}\left[p_0 \frac{f_0 - f_u}{f_u} + \frac{G_w + \mathfrak{G}_0}{f_u} + \frac{M k_v}{f_u}\right]. \quad . \quad 288$$

Der Widerstand ist also um so größer, je größer die Wasserpressung p_0 über dem Ventil bei seinem Anhub ist. Die Pressung im Pumpenzylinder ist aber zu Beginn und während des Saugens um so größer, je kleiner die Saughöhe ist; der Öffnungswiderstand des Saugventils nimmt also mit wachsender Saughöhe ab.

Im übrigen gilt von dem Öffnungswiderstand beim Saugventil das gleiche wie beim Druckventil.

Bei der Bestimmung des Öffnungswiderstands des Saugventils kann man in verschiedener Weise vorgehen:

I. Fall: Ist die Konstruktion der Pumpe samt ihrer Aufstellung über dem Saugwasserspiegel gegeben oder angenommen, so bestimmt man den Druck p_u unterhalb des Ventiltellers für den Augenblick des Anhubs und berechnet dann den Ventilwiderstand aus Gleich. 288.

a) Pumpe ohne Windkessel. Im Augenblick des Kolbenanhubs ist der Druck h_u unter dem Ventilteller gleich dem Druck A der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens vermindert um den senkrechten Abstand y_2 des Saugventils vom Wasserspiegel des Brunnens und vermindert um den Beschleunigungswiderstand $L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k_0}{g}$ der Wassersäule zwischen Brunnen und Saugventil von der Länge L_2 und dem Querschnitt F_2. Es ist daher

$$h_u = A - y_2 - L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k_0}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 289$$

oder

$$p_u = \left(A - y_2 - L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k_0}{g}\right)\gamma. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 290$$

b) Pumpe mit Windkessel. In diesem Fall ist

$$h_u = h_{sw} - y_2 - L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k_0}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 291$$

oder

$$p_u = \left(h_{sw} - y_2 - L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k_0}{g}\right)\gamma, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 292$$

wenn nach Gleich. 76 $h_{sw} = A - y_s - \frac{c_s'^2}{2g}(1 + \Sigma\zeta)$ die Pressung im Saugwindkessel, y_2 der senkrechte Abstand des Saugventils vom Wasserspiegel im Saugwindkessel, $L_2 \frac{F}{F_2} \frac{k_0}{g}$ der Massenwiderstand der Wassersäule zwischen

Saugventil und Saugwindkessel von der Länge L_2 und dem durchschnittlichen Querschnitt F_2 ist.

Beispiel: Es soll der Öffnungswiderstand des Saugventils der in Fig. 70 gezeichneten Pumpe für die Anordnung ohne und mit Windkessel bestimmt werden.

a) Anordnung ohne Windkessel: Nach den Angaben des Zahlenbeispiels S. 65 bezw. der Fig. 70 ist $A = 10{,}00$ m; $y_2 = 4{,}400 - 0{,}250 = 4{,}150$ m; $L_2 = 4{,}400$ m; $\frac{F}{F_2} = \frac{75^2}{50^2} = 2{,}25$; $k_0 = \omega^2 r = 2{,}96$ m.

Hiermit ergibt sich nach Gleich. 290

$$p_u = h_u \cdot 1000 = \left(10{,}00 - 4{,}15 - 4{,}40 \cdot 2{,}25 \cdot \frac{2{,}96}{9{,}81}\right) 1000$$
$$= (10{,}00 - 4{,}15 - 2{,}99) \cdot 1000$$
$$= 2860 \text{ kg/qm}.$$

Ferner gilt für das Saugventil, das von gleicher Konstruktion ist wie das Druckventil, nach dem vorigen Beispiel S. 172

$f_u = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}050^2 = 0{,}001963$ qm; $f_0 = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}060^2 = 0{,}002827$ qm; $G_w + \mathfrak{G}_0 = 0{,}950$ kg; $M = 0{,}0285$; $k_v = 6{,}66$ m; also $M k_v = 0{,}189$ kg.

Man hat daher nach Gleich. 284

$$0{,}001963 \cdot 2860 = 0{,}002827 \cdot p_0 + 0{,}950 + 0{,}189$$
$$p_0 = 1583 \text{ kg/qm},$$

also ist der Ventilwiderstand nach Gleich. 288

$$h_{(sv)o} = \frac{p_u - p_0}{\gamma} = \frac{2860 - 1583}{1000} = 1{,}28 \text{ m}.$$

b) Anordnung mit Windkessel: Nach den Angaben des Zahlenbeispiels S. 93 bezw. der Fig. 70 ist $h_{sw} = 3{,}478$ m; $y_2 = 0{,}360$ m; $L_2 = 0{,}360$ m; $\frac{F}{F_2} = \frac{75^2}{50^2} = 2{,}25$; $k_0 = \omega^2 r = 2{,}96$ m.

Hiermit ergibt sich nach Gleich. 291

$$p_u = h_u \cdot 1000 = \left(3{,}478 - 0{,}360 - 0{,}360 \cdot 2{,}25 \cdot \frac{2{,}96}{9{,}81}\right) 1000$$
$$= 3{,}478 - 0{,}360 - 0{,}244) 1000$$
$$= 2874 \text{ kg/qm}.$$

Nach Gleich. 284 ist dann

$$0{,}001963 \cdot 2874 = 0{,}002827 \cdot p_0 + 0{,}950 + 0{,}189$$
$$p_0 = 1592 \text{ kg/qm},$$

also ist der Ventilwiderstand

$$h_{(sv)o} = \frac{p_u - p_0}{\gamma} = \frac{2874 - 1592}{1000} = 1{,}28 \text{ m}.$$

(Es fällt also der Saugventilwiderstand für die Anordnung ohne und mit Windkessel gleich groß aus; dies kommt daher, daß mit Rücksicht auf einen anderen Zweck die Saughöhe im einen Fall gleich 4,340 m, im anderen Fall gleich 7,040 m, d. h. so gewählt ist, daß der Druck im Pumpenraum beim Anhub des Kolbens in beiden Fällen gleich groß ist.)

II. Fall: Ist die Konstruktion der Pumpe gegeben und soll die größte mit ihr zu erzielende Saughöhe bestimmt werden, so nimmt man den Druck h_{min} im höchsten Punkt des Pumpenraumes für den Augenblick des Kolbenanhubs an, bestimmt den entsprechenden Druck h_0 über dem Saugventil und berechnet dann den Ventilwiderstand nach Gleich. 288.

Im Augenblick des Kolbenanhubs ist der Wasserdruck h_0 über dem Saugventil gleich dem Druck h_{min} unter dem Druckventil vermehrt um den senkrechten Abstand y des Druckventils vom Saugventil und vermehrt um den Druck $L_1 \frac{F}{F_1} \frac{k_0}{g}$ zur Beschleunigung der Wassersäule zwischen dem Saugventil und dem Pumpenkolben von der Länge L_1 und dem durchschnittlichen Querschnitt F_1. Es ist also

$$h_0 = h_{min} + y + L_1 \frac{F}{F_1} \frac{k_0}{g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 293$$

oder

$$p_0 = h_0 \gamma = \left[h_{min} + y + L_1 \frac{F}{F_1} \frac{k_0}{g}\right] \gamma. \quad \ldots\ldots \quad 294$$

Beispiel: Es soll der Öffnungswiderstand des Saugventils der in Fig. 70 gezeichneten Pumpe bestimmt werden, wenn dieselbe Wasser von 20° Celsius zu fördern hat und möglichst hoch über dem Saugwasserspiegel aufgestellt werden soll.

Damit keine Dampfbildung beim Anhub des Kolbens im Pumpenraum eintritt, darf der Druck bei einer Wassertemperatur von 20° Celsius nicht unter 0,240 m sinken. Dementsprechend ist $h_{min} = 0{,}240$ m zu setzen.

Mit $y = 0{,}065 + 0{,}125 = 0{,}190$ m (siehe Fig. 70); $L_1 = 0{,}065 + 0{,}225 = 0{,}290$ m; $\frac{F}{F_1} = \frac{75^2}{70^2} = 1{,}15$; $k_0 = 2{,}96$ m wird

$$p_0 = h_0\, 1000 = \left(0{,}240 + 0{,}190 + 0{,}290 \cdot 1{,}15 \cdot \frac{2{,}96}{9{,}81}\right) \cdot 1000$$
$$= (0{,}240 + 0{,}190 + 0{,}100) \cdot 1000$$
$$= 530 \text{ kg/qm}.$$

Aus Gleich. 284 ergibt sich dann mit den im Beispiel S. 174 angegebenen Werten von f_u, f_0, $G_w + \mathfrak{G}_0$ und $M k_v$

$$0{,}001963 \cdot p_u = 0{,}002827 \cdot 530 + 0{,}950 + 0{,}189$$
$$p_u = 1343 \text{ kg/qm}$$

also

$$h_{(sv)o} = \frac{1343 - 530}{1000} = 0{,}813 \text{ m}.$$

Die im vorstehenden gegebene Bestimmungsweise des Öffnungswiderstands der Ventile ist nicht einwandfrei:

Zunächst ist bei der Aufstellung der Gleich. 284 zur Bestimmung des notwendigen Wasserdrucks auf die Unterfläche des Ventils stillschweigend die Annahme gemacht, daß die Pressung in der Dichtungsfläche des Ventils im Augenblick des Anhubs gleich Null sei. Bei ganz reinem Wasser und sauber aufgeschliffenen metallischen Dichtungsflächen wird es zutreffend sein, daß wegen der innigen Berührung der Flächenteilchen, auch wenn der Druck unterhalb des Ventils größer ist als über demselben, kein Wasser in die Dichtungsfläche eindringt und daß deshalb die Pressung in dieser Fläche bis auf Null herabsinkt, ehe das Ventil sich hebt. In sehr vielen Fällen, hauptsächlich bei nicht ganz reinem Wasser und, infolge von Abnützung oder mangelhafter Ausführung, nicht ganz tadellosem Zustand der Dichtungsfläche wird der Wasserdruck von unten auch auf die Dichtungsfläche des Ventils wirken; dann ist selbstverständlich die zum Eröffnen des Ventils notwendige Pressung p_u und dementsprechend der notwendige Überdruck $p_u - p_0$ kleiner als ihn das vorstehende Rechnungsverfahren ergibt.

Eine Ungenauigkeit in diesem Verfahren besteht ferner darin, daß der Berechnung der Massenwiderstände die Beschleunigung des Kolbens für den Augenblick der Kolbenumkehr zugrunde gelegt wurde, während die Ventileröffnung, wie früher nachgewiesen wurde, später als die Kolbenumkehr, also bei kleinerer Kolbenbeschleunigung stattfindet. Außerdem ist nicht berücksichtigt, daß die Ventile (hauptsächlich das Druckventil) nicht durch reinen Druck, sondern durch Stoß geöffnet werden.

Da sich bei der angegebenen Bestimmungsweise eher zu große als zu kleine Werte des Öffnungswiderstands der Ventile ergeben, so wird aus ihrer Anwendung bei Berechnung des Saugventilwiderstands jedenfalls kein Schaden erwachsen.

Einen Weg zur Ermittelung des Ventilüberdrucks an ausgeführten Pumpen mittelst des Indikators hat C. v. Bach[1]) gewiesen. Die betreffenden Versuche konnten jedoch nicht soweit durchgeführt werden, daß eine vollständige Klärung der Frage des Ventilüberdrucks erzielt werden konnte.

---

[1]) Z. d. V. d. I. 1886. S. 1060.

Klappenventile.

Infolge der Richtungs- und Geschwindigkeitsänderung, welche der Wasserstrom bei seinem Durchgang durch die geöffnete Klappe (Fig. 120) erfährt, übt er auf diese einen Druck aus, dessen Größe von der Größe der Klappenfläche, der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser gegen diese strömt, also der Durchgangsgeschwindigkeit durch die Sitzöffnung der Klappe und außerdem von dem Öffnungswinkel der Klappe, d. h. dem Winkel zwischen der Richtung des Wasserstroms und der Flächennormale abhängig ist.

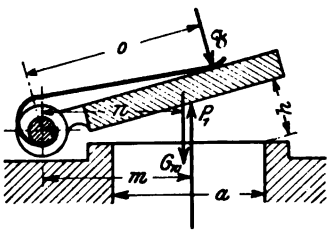


Fig. 120.

Wie bei den Hubventilen wirkt der Kraft P_1 des Wasserstroms die Ventilbelastung $G_w + \mathfrak{F}$, wo G_w das Gewicht der Klappe im Wasser, $\mathfrak{F}$ der Druck der Belastungsfeder ist, entgegen. Während aber bei den Hubventilen diese Kräfte direkt miteinander in Beziehung treten, kommen bei den Klappen ihre Momente, bezogen auf die Drehachse in Betracht.

Ist die Geschwindigkeit c_1 im Ventilsitz konstant, so schwebt die Klappe in Ruhe auf dem Wasserstrom und es gilt (s. Fig. 120)

$$P_1 m = G_w n + F o \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 295$$

wo m, n und o die Hebelarme der drei Kräfte in Beziehung auf die Drehachse sind.

Ist die Wassergeschwindigkeit c_1 periodisch veränderlich, wie dies bei einer Kolbenpumpe zutrifft, so tritt ein periodisch sich wiederholendes Klappenspiel ein. Mit dem Öffnungswinkel ändern sich dabei aber alle drei Momente.

Bei dem Moment $P_1 m$ ändert sich die Kraft P_1, während der Hebelarm m bei den praktisch vorkommenden Hubhöhen der Klappen als konstant angesehen werden kann (Fig. 121).

Bei dem Moment $G_w n$ ist G_w konstant, der Hebelarm n nimmt ab bei größer werdendem Klappenhub, wenn die Bahn des Klappenschwerpunkts höher liegt als der Drehpunkt der Klappe (Fig. 122) und er wächst mit größer werdendem Klappenhub, solange als der Schwerpunkt der Klappe sich unterhalb des Drehpunkts befindet (Fig. 123).

Bei dem Moment F o wächst die Kraft F mit dem Steigen der Klappe, während der Hebelarm o annähernd konstant bleibt (Fig. 124).

Eine nähere Bestimmung der Momentengleichung 295 hat C. v. Bach für eine rechteckige Klappe mit reiner Gewichtsbelastung durchgeführt[1]).

---

[1]) C. Bach, Die Konstruktion der Feuerspritzen. 1888. Verlag der J. G. Cottaschen Buchhandlung (Stuttgart).

Da jedoch die in Frage kommenden Koeffizienten durch Versuche nicht ermittelt sind, so möge hier der Hinweis auf die Abhandlung genügen.

Für die auf dem Wasserstrom in Ruhe schwebende Klappe gilt, wie bei den Hubventilen, daß die Spaltmenge gleich der durch den Ventilsitz strömenden Wassermenge ist.

Bei einer rechteckigen Klappe, deren Sitzöffnung die Breite a und die Länge b (parallel zur Drehachse gemessen) hat, strömt (Fig. 120) das Wasser durch eine Rechtecksfläche von der Größe b h und zwei seitliche

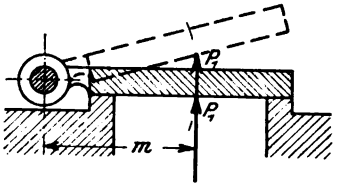


Fig. 121.

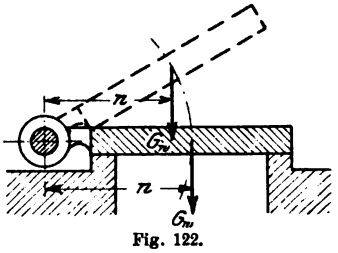


Fig. 122.

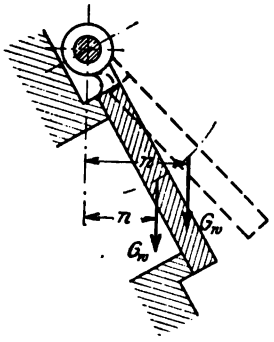


Fig. 123.

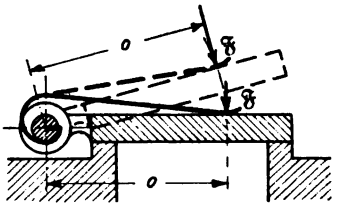


Fig. 124.

Trapezflächen (von der hinteren Rechtsecksfläche zunächst der Drehachse kann abgesehen werden). Bei der Bestimmung des Spaltquerschnitts können jedoch die bezeichneten Flächen nicht voll in Rechnung gebracht werden, denn das würde der Annahme gleichkommen, daß das Wasser in den Eckpunkten der Klappe in zwei zueinander senkrechten Richtungen abfließe. C. v. Bach setzt mit Rücksicht hierauf als Gesamtquerschnitt der Spaltöffnung

$$h\left(b + 2\frac{a}{2}\right) = h\,(a + b).$$

Bezeichnet ferner

α den Kontraktionskoeffizienten,

c die Spaltgeschwindigkeit,

c_1 die mittlere Wassergeschwindigkeit in der Sitzöffnung,

f_1 die Größe der Sitzöffnung,

so gilt nach oben genanntem Gesetz

$$h\,(a + b)\,\alpha\,c = f_1\,c_1. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 296$$

Demnach ist der Klappenhub bestimmt durch

$$h = \frac{f_1\,c_1}{(a + b)\,\alpha\,c}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 297$$

An die Stelle dieser Gleichung tritt für eine spielende Klappe, entsprechend dem Gesetz, daß die Spaltmenge gleich der durch den Ventilsitz gehenden Wassermenge weniger der Ventilverdrängung ist (Gleich. 206, S. 137),

$$h = \frac{f_1\,c_1 - f\,v}{(a + b)\,\alpha\,c}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 298$$

wenn f die das Wasser verdrängende Rechtecksfläche a b der Klappe, v die Geschwindigkeit des Schwerpunkts dieser Fläche ist.

Zur Berechnung des Klappenhubs nach Gleich. 297 oder 298 ist die Kenntnis des Kontraktionskoeffizienten α und der Beziehung zwischen der Spaltgeschwindigkeit c und der Ventilbelastung, die nur durch Versuche gewonnen werden kann, erforderlich. Veröffentlichungen hierüber sind dem Verfasser nicht bekannt. Die Ermittelung des Hubs der Klappe muß demnach der Schätzung überlassen bleiben.

Eine Untersuchung der Wirkungsweise der Klappen muß zu den gleichen Ergebnissen führen, wie sie bei den Hubventilen gewonnen wurden. Demnach darf behufs der Vermeidung eines Schlages der Klappenhub im Augenblick der Kolbenumkehr eine gewisse Größe nicht überschreiten, was durch entsprechende Belastung der Klappe, bezw. entsprechende Größe ihres Umfangs zu erzielen ist. Die Belastung der Klappe und ihr Umfang müssen um so größer sein, je größer die Wasserlieferung der Pumpe und je größer ihre Umdrehungszahl ist. Je kleiner der Umfang der Klappe bei gegebenen Verhältnissen gewählt wird, um so größer muß ihre Belastung sein, um so größer wird ihr Öffnungswiderstand, um so kleiner die Saugfähigkeit der Pumpe, um so größer wird auch der Durchgangswiderstand der Klappe, also die notwendige Antriebsarbeit der Pumpe.

Hinsichtlich der Frage, ob Hubventile oder Klappen für die Steuerung von Pumpen geeigneter sind, kommt folgendes in Betracht:

Da bei der Klappe das Abströmen des Wassers durch den Spalt in der Hauptsache nur an der dem Gelenk gegenüberliegenden Seite erfolgt, so ist der Klappenhub an dieser Seite bei gleicher durchströmender Wassermenge ungefähr doppelt so groß, wie bei einem Hubventil von gleichem Spaltumfang. Hieraus folgt, daß auch der Hub im toten Punkt bei der Klappe größer ist als bei dem Hubventil, bezw. daß die Klappe stärker belastet werden muß, als das Hubventil, wenn sie ebenso ruhig schließen soll wie dieses.

Wird die Sitzfläche der Klappe nicht senkrecht, sondern geneigt zur Richtung des Wasserstroms im Ventilsitz, wie in Fig. 282, S. 267 angeordnet, so ist die Ablenkung, welche der Wasserstrom bei seinem Durchgang durch die Spaltöffnung erfährt, eine geringere als bei den Hubventilen und der auf die Ventilplatte ausgeübte Druck dementsprechend kleiner, wodurch sich für die Klappe eine Verringerung der notwendigen Belastung ergibt.

Während bei den Hubventilen die Kraft der Ventilmasse direkt in Wirkung tritt, kommt bei Klappen das Trägheitsmoment der Klappe in Beziehung auf die Drehachse in Betracht. In beiden Fällen läßt sich, auch bei schnelllaufenden Pumpen, der schädliche Einfluß der Massenkraft des Ventils durch geeignete Konstruktion ausscheiden.

Die Führung des Hubventils ist, sofern das Ventil nicht der Einwirkung eines zu seiner Achse seitlich gerichteten Wasserstromes unterliegt, geringer Abnützung unterworfen, während bei Klappen unter Umständen eine starke Beanspruchung und dementsprechender Verschleiß, selbst Bruch des Gelenkes eintritt, wenn die resultierende der von oben auf die Klappe wirkenden Kräfte (Wasserdruck und Ventilbelastung) nicht mit der resultierenden Kraft des auf ihre Unterfläche wirkenden Wasserstromes zusammenfällt, d. h. ein Moment entsteht, welches einen Druck auf das Gelenk der Klappe absetzt.

Ein Vorteil der Klappen besteht darin, daß die Öffnung des Ventilsitzes nicht durch Stege und dergl. verengt wird, außerdem gestattet die Möglichkeit, ihre Sitzflächen in beliebiger Lage, auch senkrecht, anzuordnen, eine sehr günstige Wasserführung.

Die konstruktive Ausführung der Federbelastung gestaltet sich bei Klappen weniger bequem, insofern Blattfedern statt der bei den Hubventilen gebräuchlichen Drahtfedern zur Anwendung kommen müssen.

Die Frage, welcher der beiden Ventilarten der Vorzug gebührt, kann nicht grundsätzlich entschieden werden. Die Entwicklung des Pumpenbaues ist in der Richtung erfolgt, daß die Klappen von den Hubventilen beinahe ganz verdrängt wurden; sie sind nur noch bei sehr langsamlaufenden Pumpen und in Fällen, wo es sich um die Förderung stark verunreinigten Wassers handelt, im Gebrauch. In neuester Zeit ist jedoch die Verwendung von Klappen für schnelllaufende Pumpen durch die Konstruktionen von M. F. Gutermuth wieder in Aufnahme gekommen (vergl. Fig. 282—287).

16. Gesichtspunkte für den Entwurf von Kolbenpumpen mit Kurbelantrieb.

Ist die von der Pumpe in der Sekunde zu liefernde Wassermenge Q_s in cbm gegeben, so ist die vom Kolben zu verdrängende Wassermenge

(vgl. S. 125)

$$Q = \frac{Q_e}{\mu},$$

wo μ den volumetrischen Wirkungsgrad der Pumpe bedeutet.

Das vom Kolben verdrängte Volumen ist in Ziffer 3, S. 40 bis 48 für verschiedene Pumpenarten angegeben. Für eine einfachwirkende Pumpe ist

$$Q = \frac{F S n}{60}.$$

Hieraus folgt

$$F S n = 60 Q. \quad \ldots \ldots \ldots \quad 299$$

a) Wahl der Umdrehungszahl n.

Es kommen Umdrehungszahlen bis 250 und mehr in der Minute vor. Eine obere Grenze für die Ausführbarkeit besteht überhaupt nicht. Früher wählte man selten mehr als 60 Umdrehungen. Durch die Steigerung, welche die Umdrehungszahl der Antriebsmaschinen in den letzten Jahrzehnten erfahren hat, entwickelte sich auch das Bedürfnis nach rascher laufenden Pumpen, und als vollends der elektrische Antrieb mehr und mehr in Anwendung kam, waren die Pumpenkonstrukteure genötigt, der Aufgabe, Pumpen mit mehreren 100 Umdrehungen zu bauen, näher zu treten. Nach dem dermaligen Stand sind Pumpen für kleine und mittlere Leistungen mit 40 bis 60 Umdrehungen als langsamlaufende, mit 60 bis 160 Umdrehungen als normallaufende, über 160 Umdrehungen als schnellaufende zu bezeichnen. Umdrehungszahlen bis 250 kommen nur bei elektrischem Antrieb vor und werden auch bei diesem gern vermieden.

Allgemein betrachtet ist bei der Wahl der Umdrehungszahl der Pumpe zu berücksichtigen, daß das Endziel bei dem Entwurf einer Pumpwerksanlage unter Beachtung der Anschaffungs- und Betriebskosten ein hoher Gesamtwirkungsgrad der Anlage sein muß. Dieser ist das Produkt aus dem Gesamtwirkungsgrad der Pumpe selbst, dem Gesamtwirkungsgrad der Antriebsmaschine und dem Wirkungsgrad der Zwischengetriebe.

Eine große Umdrehungszahl ist für den Bau der Pumpe selbst nicht von Vorteil; je höher die Umdrehungszahl bei bestimmter Wasserlieferung gewählt wird, um so größer müssen die Ventile, Ventilkästen und sämtliche Durchgangsquerschnitte auf der Strecke zwischen den beiden Windkesseln sein, wenn die Pumpe an Saugfähigkeit und Wirkungsgrad nicht verlieren soll. Nur das Hubvolumen, also der Rauminhalt des eigentlichen Pumpenzylinders, der durch das Produkt aus Kolbenquerschnitt und Kolbenhub dargestellt ist, nimmt bei gleicher Wasserlieferung in demselben Verhältnis ab, wie die Umdrehungszahl zunimmt. Demgemäß können schnellaufende Pumpen mit kurzem Hub gebaut werden, und ihr Raumbedarf

ist im Verhältnis zu langsamlaufenden Pumpen klein, was bei großen Pumpwerken unter Umständen ins Gewicht fällt. Dem stehen größere Herstellungskosten der schnelllaufenden Pumpen, hauptsächlich ihrer Ventile gegenüber, so daß die gesamten Anlagekosten bei schnell- und langsamlaufenden Pumpen durchschnittlich die gleichen sind. Ein wesentlicher Nachteil der schnelllaufenden Pumpen besteht aber in ihrer kürzeren Lebensdauer infolge größerer Abnützung der Ventile.

Die Rücksicht auf den Wirkungsgrad der ganzen Anlage, auf die Herstellungskosten und die Einfachheit der Ausführung drängt dazu, Zwischengetriebe womöglich zu vermeiden, die Pumpe also mit der Antriebsmaschine unmittelbar zu kuppeln. Hiernach wäre die Umdrehungszahl der Pumpe durch die normale Umdrehungszahl der Antriebsmaschine bestimmt. Für große Leistungen ist dieser Grundsatz bei Antrieb durch Dampfmaschinen, Gasmotoren, Elektromotoren usw. annähernd durchführbar, insofern die normalen Umdrehungszahlen, welche diese Maschinen bei großen Leistungen haben, auch mit Pumpen erreichbar sind. Bei mittleren und kleinen Leistungen sind die normalen Umdrehungszahlen dieser Antriebsmaschinen jedoch so groß, daß sie sich für Pumpen nicht mehr eignen, es bleibt daher nur die Möglichkeit, entweder unter Beibehaltung direkter Kuppelung das Pumpwerk mit Rücksicht auf die Pumpe mit einer Umdrehungszahl laufen zu lassen, die kleiner ist als die normale Umdrehungszahl der Antriebsmaschine, oder eine Umsetzung der Geschwindigkeit zwischen Antriebsmaschine und Pumpe durch Anordnung von Zwischengetrieben vorzunehmen.

Bei Dampfpumpen wird in der Regel der erste Weg eingeschlagen, weil die direkte Kuppelung der Dampfmaschine mit der Pumpe durch Anordnung der beiden Kolben auf gemeinschaftlicher Stange bequem ausführbar ist und zugleich einen gedrängten Bau der ganzen Pumpmaschine ergibt, und weil die Dampfmaschine ohne Schwierigkeit mit Umdrehungszahlen betrieben werden kann, die weit kleiner als ihre normale Umdrehungszahl sind.

Bei Pumpen mit Antrieb durch Elektromotor oder Gasmotor wird bei mittleren oder kleinen Leistungen Riemen- oder Zahnradgetriebe angewandt.

Der Antrieb von Pumpen durch Wassermotoren erfolgt je nach der Umdrehungszahl des Motors direkt oder mit Riemen- bezw. Zahnrädergetriebe.

b) Bestimmung des Zylindervolumens FS.

Nachdem die Umdrehungszahl gewählt ist, ergibt sich das nötige Zylindervolumen für die einfachwirkende Pumpe aus:

$$FS = \frac{60\,Q}{n} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 300$$

Der Rauminhalt des Pumpenzylinders wird also um so kleiner, je größer die Umdrehungszahl der Pumpe angenommen wird.

c) Wahl des Verhältnisses F:S bezw. D:S.

Je größer der Kolbenquerschnitt bei gegebener Fördermenge gewählt wird, um so größer ist die notwendige Kraft an der Kolbenstange und um so kleiner der notwendige Hub der Pumpe. Durch das Verhältnis F:S bezw. D:S ist demnach das Verhältnis von Kraft und Weg, unter welchem die Arbeitsleistung stattfindet, bestimmt. Bei großem Kolbenquerschnitt ergeben sich große Zapfendurchmesser, überhaupt starke Abmessungen der Getriebeteile, andererseits baut sich die Pumpe wegen des entsprechenden kleinen Hubs kurz.

Im allgemeinen ist bei der Wahl von F:S der Gesichtspunkt leitend, daß die Getriebeteile normale Abmessungen erhalten und es haben demnach Pumpen für große Förderhöhe kleinen Kolbenquerschnitt und verhältnismäßig großen Hub.

Stehenden Pumpen gibt man mit Rücksicht auf die Baulänge einen kleineren Hub als liegenden.

Bei schnelllaufenden Pumpen kommt noch folgendes in Betracht: Je größer der Hub gewählt wird, um so größer ist bei gegebener Umdrehungszahl die Kolbengeschwindigkeit und die Kolbenbeschleunigung, also die Massenkraft des Pumpenkolbens und der hin- und hergehenden Teile des Triebwerks; bei direkter Kuppelung des Pumpenkolbens mit dem Dampfkolben durch gemeinschaftliche Kolbenstange kommt die Massenkraft des Dampfkolbens hinzu. Um diese Massenkräfte in gewissen Grenzen zu halten, müssen schnelllaufende Pumpen mit kurzem Hub gebaut werden, wobei sich dann ein großer Kolbenquerschnitt ergibt. Da bei solchen Pumpen die Ventile und Ventilkästen ohnedies groß ausfallen, so ist auch aus konstruktiven Rücksichten, wegen des Anschlusses des Zylinders an den Ventilkasten ein großer Zylinderdurchmesser angezeigt. Hervorzuheben ist, daß das Verhältnis F:S nur auf die Massenkräfte des Triebwerks, nicht aber auf die Geschwindigkeit und Beschleunigung der Wassermassen in den Ventilkästen und Leitungen oder auf die Konstruktion der Ventile Einfluß hat. Hierfür kommen (siehe Gleich. 118, S. 108) die sekundliche Wassermenge, welche durch das Produkt FS und die Umdrehungszahl bestimmt ist, und die Größe der Durchgangsquerschnitte in Betracht und es kann demnach an einen gegebenen Ventilkasten samt Ventil und Rohrleitung nach Belieben ein kurz- oder langhubiger Zylinder angebaut werden.

Die Tabellen S. 195 u. ff. geben einen Überblick über das Verhältnis von Kolbendurchmesser zu Hub, die Umdrehungszahl, Kolbengeschwindigkeit und -beschleunigung der Kolbenpumpen mit Kurbelantrieb.

d) Bestimmung der Ventilgröße. Wahl der Ventilbelastung bezw. der Spaltgeschwindigkeit.

Die Berechnung der Ventile gründet sich, wie im Früheren erläutert, auf die Annahme des Ventilhubs bei der Kolbenumkehr, der so klein zu wählen ist, daß ein Schlagen des Ventils vermieden wird.

Es ergab sich hieraus die Regel, daß das Produkt aus der Ventilbelastung im Augenblick der Kolbenumkehr und dem Umfang des Ventils einen Mindestwert besitzen muß, der um so größer ist, je größer die Wasserlieferung der Pumpe und je größer ihre Umdrehungszahl ist.

Für Ventile mit ebener Sitzfläche wurde (S. 159) als Bedingung aufgestellt, daß

$$b_0 l = 1{,}63\, Q n$$

ist, auf Grund der Annahme, daß die Spaltgeschwindigkeit im Augenblick der Kolbenumkehr 62,5 mal so groß als die Ventilgeschwindigkeit sei. Eine Vergrößerung des Ventilumfangs l ergibt nach vorstehender Gleichung kleinere Ventilbelastung, hieraus folgt dann kleinerer Öffnungswiderstand des Ventils und daher größere Saugfähigkeit der Pumpe, kleinerer Durchgangswiderstand des Ventils und daher größerer hydraulischer Wirkungsgrad der Pumpe. Große Abmessungen der Ventile bedingen aber große Ventilkästen, also umfangreiche Pumpenkörper, sie erhöhen die Herstellungskosten. Als allgemeine Regel wird daher aufzustellen sein: Man wählt die Ventile so klein, bezw. die Ventilbelastung so groß, als die Anforderungen an die Pumpe hinsichtlich Saughöhe und Wirkungsgrad gestatten.

Hieraus folgt unmittelbar, daß Pumpen mit geringer Saughöhe oder solche, bei welchen vermöge der Anordnung einer Zubringepumpe die Saughöhe ohne Bedeutung ist, oder solche, welchen das Wasser unter Druck zufließt, kleine Ventile mit großer Belastung haben können.

Da ferner die Arbeit zur Überwindung des Durchgangswiderstands der Ventile einen um so größeren Prozentsatz der Gesamtarbeit ausmacht, je geringer die Förderhöhe der Pumpe ist, so müssen Pumpen mit kleiner Förderhöhe große Ventile mit kleiner Belastung erhalten, wenn sich ein günstiger Wirkungsgrad der Pumpe ergeben soll.

Bei den meisten Ausführungen liegt die Ventilbelastung zwischen 0,5 und 1,5 m, was einer Spaltgeschwindigkeit beim Ventilhub im toten Punkt von ungefähr 2,5 bis 4,5 m entspricht. Abgesehen von der Verringerung der Saughöhe durch die Erhöhung der Ventilbelastung kommt in Betracht, daß die damit verknüpfte Vergrößerung der Spaltgeschwindigkeit die Lebensdauer der Ventile verkürzt. Bei unreinem Wasser (Bergwerkspumpen) werden die angegebenen Werte nicht gerne überschritten, bei ganz reinem Wasser, geringer oder negativer Saughöhe und großer Förderhöhe (Preßpumpen), wo Festigkeitsrücksichten möglichst kleine Ab-

messungen der Ventile und der Ventilkästen fordern, findet man weit höhere Werte.

Ein Urteil über den Einfluß der Ventilgröße, bezw. der Ventilbe-

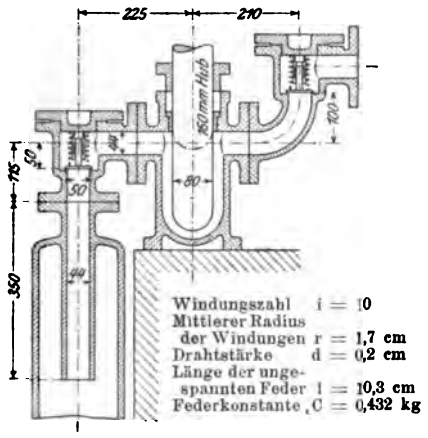


Fig. 125.

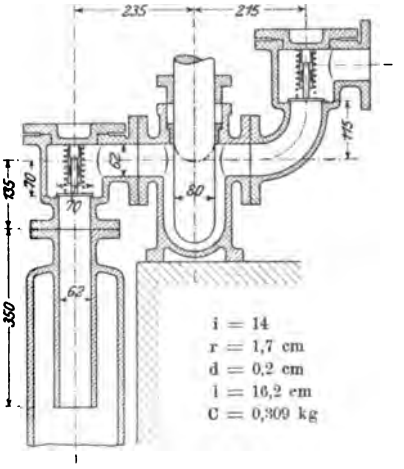


Fig. 126.

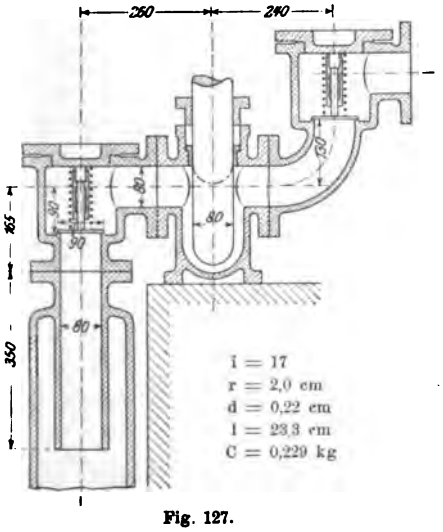


Fig. 127.

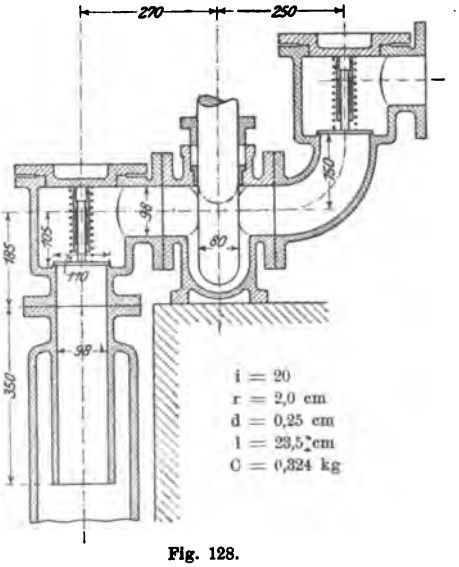


Fig. 128.

lastung auf die zulässige Saughöhe und den Ventilwiderstand gibt nachstehende Berechnung.

Die Darstellungen Fig. 125 bis 128 zeigen die gleiche Pumpe (Kolbendurchmesser $D = 0{,}080$ m, Hub $S = 0{,}160$ m, Umdrehungszahl in der

Minute n = 80) mit Ventilen von 4 verschiedenen Größen (Ventildurchmesser d = 50, 70, 90 und 110 mm) und diesen Ventilen entsprechenden Abmessungen der Ventilkästen und des Saugrohrs.

Nach Gleich. 2 ist die sekundliche Wasserverdrängung dieser Pumpe

$$Q = \frac{FSn}{60} = \frac{0{,}005 \cdot 0{,}160 \cdot 80}{60} \backsim 0{,}001 \text{ cbm}$$

Für die verschiedenen Ventile ergibt sich die Summe von Ventilgewicht und Federdruck $G_w + \mathfrak{F}_0$ (Reihe 3 der nachstehenden Tabelle) nach Gleich. 250, S. 157 aus

$$G_w + \mathfrak{F}_0 = 400\, Q n d = 400 \cdot 0{,}001 \cdot 80\, d = 32\, d.$$

Das Ventilgewicht G_w im Wasser ist in Reihe 4 angegeben, es folgt dann in Reihe 5 der Federdruck aus

$$\mathfrak{F}_0 = (G_w + \mathfrak{F}_0) - G_w.$$

Die Ventilbelastung b_0 in m Wassersäule (Reihe 6) bestimmt sich nach Gleich. 237 aus

$$b_0 = \frac{G_w + \mathfrak{F}_0}{f\gamma}.$$

Der größte Ventilhub ist einmal unter der Annahme konstanten Federdrucks (Reihe 7), das andere Mal für den Fall der Verwendung von Federn mit den in Fig. 125 bis 128 angegebenen Abmessungen (Reihe 8) berechnet.

Für letztere Werte bestimmt sich der Durchgangswiderstand $h_{(sv)}$ des Saugventils (Reihe 9) nach Ziff. 15e Beispiel S. 169 und der Öffnungswiderstand $h_{(sv)o}$ (Reihe 10) nach Ziff. 15e Beispiel S. 175 und zwar unter der Annahme, daß im Augenblick der Ventilöffnung die Pressung unter dem Druckventil auf 0,2 m Wassersäule sinken dürfe, daß es sich also um die Förderung von Wasser mit einer Temperatur von ca. 15° handle.

Nach Gleich. 122, S. 108 folgt sodann die zulässige Saughöhe (Reihe 12) aus

$$H_s = A - A_t - h_{(sv)o} - L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g} \left(1 + \frac{r}{L}\right) - H'_{ws}.$$

Setzt man in diese Gleichung A = 10 m; A_t = 0,2 m; $h_{(sv)o}$ nach Reihe 10, ferner L_s und F_s nach den Abmessungen in Fig. 125 bis 128 ein und vernachlässigt H'_{ws}, so folgt die Saughöhe[1]) bei

Ventil I. $H_s = 10 - 0{,}2 - 1{,}452 - 1{,}564 = 6{,}784$ m
„ II. $H_s = 10 - 0{,}2 - 1{,}003 - 0{,}822 = 7{,}975$ m
„ III. $H_s = 10 - 0{,}2 - 0{,}787 - 0{,}531 = 8{,}482$ m
„ IV. $H_s = 10 - 0{,}2 - 0{,}660 - 0{,}368 = 8{,}772$ m

[1]) Die ermittelten Saughöhen stellen die äußersten Grenzwerte dar, welche man bei praktischen Ausführungen mit Rücksicht auf die Unsicherheit der Koeffizienten, den Luftgehalt des Wassers etc. womöglich vermeiden wird.

1	Ventilgröße	Nr.	I	II	III	IV
2	Durchmesser des Ventiltellers mm	d	50	70	90	110
	Durchmesser des Ventilsitzes mm	d_1	44	62	80	98
3	Ventilgewicht + Federdruck kg	$G_w + \mathfrak{F}_0$	1,60	2,24	2,88	3,52
4	Ventilgewicht im Wasser kg	G_w	0,105	0,214	0,397	0,658
5	Federdruck beim Aufsitzen des Ventils kg	$\mathfrak{F}_0$	1,495	2,026	2,483	2,862
6	Ventilbelastung m	b_0	0,815	0,582	0,453	0,370
7	Größter Ventilhub mm	h_{max} bei konstantem Federdruck	12,1	8,1	6,3	5,1
8		h_{max} bei veränderl. Federdruck	10,0	7,7	6,1	5,0
9	Durchgangswiderstand m	h_{sv}	0,722	0,557	0,524	0,510
		Unterschied	0,165	0,033	0,014	
10	Öffnungswiderstand m	$h_{(sv)_0}$	1,452	1,003	0,787	0,660
		Unterschied	0,449	0,216	0,127	
11	Massenwiderstand m	$L_s \frac{F}{F_s} \frac{\omega^2 r}{g}\left(1+\frac{r}{L}\right)$	1,564	0,822	0,531	0,368
		Unterschied	0,742	0,291	0,163	
12	Zulässige Saughöhe m	H_s bei federbelastetem Ventil	6,784	7,975	8,482	8,772
		Unterschied	1,191	0,507	0,290	
13	Gewinn an Saughöhe durch die Steuerung m	$\frac{\mathfrak{K}_0}{f_u \gamma}$	0,983	0,671	0,493	0,379
		Unterschied	0,312	0,178	0,114	
14	Zulässige Saughöhe m	H_s bei gesteuertem Ventil	7,767	8,646	8,975	9,151
		Unterschied	0,879	0,329	0,176	

Aus der Tabelle ist ersichtlich:

Der Durchgangswiderstand der Ventile ist um so kleiner, je größer der Ventildurchmesser gewählt wird; der Widerstand ist aber bei Ventil IV sehr wenig kleiner (0,557 — 0,510 = 0,047 m = 47 mm) als bei Ventil II.

Dies kommt daher, daß das große Ventil weniger hoch steigt als das kleine, trotzdem die Ventilbelastung kleiner ist. Durch die Vergrößerung der Ventile über ein gewisses Maß wird also der Durchgangswiderstand wenig verringert und deshalb auch der Wirkungsgrad der Pumpe wenig verbessert. Der Einfluß des Durchgangswiderstandes auf den Wirkungsgrad der Pumpe ist überhaupt nur bei kleiner Förderhöhe von Bedeutung. Der Durchgangswiderstand von Ventil I ist 0,722 m, es wird also durch den Widerstand von Saug- und Druckventil die Förderhöhe der Pumpe um $2 \cdot 0{,}722 = 1{,}444$ m, bei Verwendung von Ventil IV um $2 \cdot 0{,}510 = 1{,}020$ m vergrößert. Die durch die Vergrößerung der Ventile von 50 auf 110 mm erzielte Verminderung der Gesamtförderhöhe der Pumpe ist also $1{,}444 - 1{,}020 = 0{,}424$ m, d. h. bei einer Gesamtförderhöhe der Pumpe von 10 m gleich 4 %, von 40 m gleich 1 %, von 100 m gleich 0,4 %. Hieraus geht hervor, daß man nur bei Pumpen mit geringer Förderhöhe Veranlassung hat, die Ventile mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad groß zu wählen.

Die zulässige Saughöhe der Pumpe ist (siehe Tabelle) um so größer, je größer das Ventil, bezw. je kleiner die Ventilbelastung gewählt wird. Bei Ventil IV ist die Saughöhe um $8{,}772 - 6{,}784 = 1{,}988$ m größer als bei Ventil I; das kommt daher, daß durch die Verminderung der Ventilbelastung von 0,815 m auf 0,370 m der Öffnungswiderstand des Ventils um $1{,}452 - 0{,}660 = 0{,}792$ m, und durch die Vergrößerung der Durchgangsquerschnitte der Massenwiderstand des Wassers zwischen Saugwindkessel und Pumpenkolben um $1{,}564 - 0{,}368 = 1{,}196$ m verkleinert wird. Hierbei zeigt sich die Bedeutung der Durchgangsquerschnitte zwischen Saugwindkessel und Pumpenkolben für die Saugfähigkeit der Pumpe.

Hinsichtlich der Frage, welches der 4 Ventile das geeignetste ist, wäre zu bemerken, daß die Vergrößerung des Ventils von 90 auf 110 mm Durchmesser den Durchgangswiderstand nur um 14 mm vermindert, die Saughöhe um 0,290 m vergrößert. Der Vorteil ist also ein geringer. Da Ventil III wesentlich kleinere Abmessungen der Pumpe ergibt, so dürfte Ventil IV als zu groß angesehen werden. Ventil II gibt wesentlich bessere Verhältnisse als Ventil I (Widerstand um 0,165 m kleiner, Saughöhe um 1,191 m größer), demnach kann Ventil I als zu klein bezeichnet werden. Hiernach verbleibt die Wahl zwischen Ventil II und III. Falls die Saugfähigkeit der Pumpe von 7,975 m genügt, dürfte Ventil II zu wählen sein, denn der Widerstand desselben ist nur 33 mm größer als derjenige des Ventils III.

e) Über die Zweckmäßigkeit gesteuerter Ventile.

In den letzten zwei Jahrzehnten wurden viele Wasserwerks- und Wasserhaltungsmaschinen auf Veranlassung von Prof. A. Riedler mit einer Einrichtung zur Steuerung der Ventile versehen.

Die Wirkungsweise solcher Ventile ist die folgende: Das Öffnen des nur durch sein Eigengewicht belasteten, leicht gebauten Ventils erfolgt selbsttätig unter der Wirkung des Wasserstroms. Der Niedergang des Ventils geschieht zwangläufig, indem dasselbe durch eine mechanische Vorrichtung gegen Ende des Kolbenhubs nahe an seine Sitzfläche gebracht wird. Der Abschluß des Ventils erfolgt dann wieder selbsttätig unter der Wirkung des Ventilgewichts und des Drucks einer durch das Steuergestänge zusammengedrückten Draht- oder Gummirohrfeder.

Wie ein Blick in A. Riedlers „Schnellbetrieb“ zeigt, kann die Steuerung in sehr verschiedener Weise ausgeführt werden. Als Beispiel ist in Fig. 129 die Steuerung eines Saugventils, in Fig. 130 diejenige eines Druckventils dargestellt.

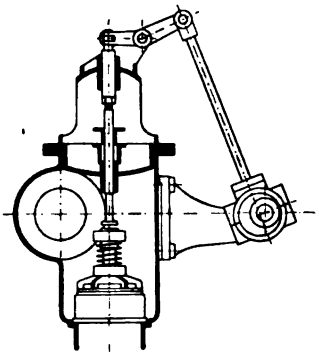


Fig. 129.

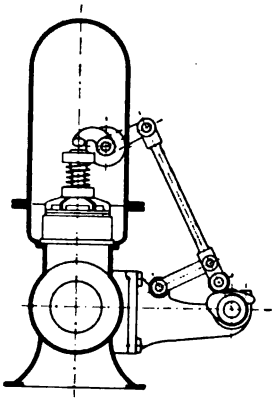


Fig. 130.

Das Saugventil Fig. 129 wird durch eine Spindel, welche durch den Ventilkastendeckel geführt ist und von einem Exzenter samt Gestänge eine auf- und niedergehende Bewegung erhält, gegen seinen Sitz bewegt; bei der Steuerung des Druckventils Fig. 130 tritt an die Stelle der Spindel ein innerhalb des Gehäuses auf einer horizontalen Achse angebrachter Daumen, welcher von einer unrunden Scheibe mit Rolle durch ein Hebelwerk bewegt wird.

Die Wirkungsweise eines gesteuerten Ventils zeigt das Ventilerhebungsdiagramm Fig. 131, des in Fig. 132 dargestellten Saugventils einer stehenden Wasserwerksmaschine. Die Abszissen stellen die Kolbenwege, die Ordinaten die entsprechenden Ventilhübe dar. Die gestrichelte Linie veranschaulicht die Bewegung des auf- und niedergehenden Daumens, die ausgezogene die Bewegung des Ventils.

Das Ventil bewegt sich, unbeeinflußt von der Steuerung, unter der Wirkung des Wasserstroms, bis es von dem niedergehenden Daumen ge-

troffen und niedergedrückt wird. Hierbei ist der Druck des Daumens bezw. der Gummirohrfeder auf das Ventil gleich der Kraft des Wasserstroms abzüglich des Ventilgewichts. Das Ventil schließt sich, wie ein selbsttätiges Ventil, unter der Einwirkung seiner Gewichts- und Federbelastung. Durch die Abwärtsbewegung des Ventils entsteht eine Erhöhung der Spaltgeschwindigkeit, die um so größer ist, je schneller das Ventil von der Steuerung bewegt wird. Die hierdurch entstehende Vergrößerung des Durchgangswiderstands darf aber beim Saugventil ein gewisses Maß nicht überschreiten, da sonst der Pumpenzylinder nicht vollgesaugt wird, ganz wie beim ungesteuerten Ventil. Es liegen also bezüglich des Ventilschlusses die Verhältnisse bei dem gesteuerten Ventil keineswegs günstiger als bei dem ungesteuerten. Dies ist durch die Erfahrung bestätigt, insofern gesteuerte Ventile nicht minder Neigung zum Schlagen haben, als ungesteuerte.

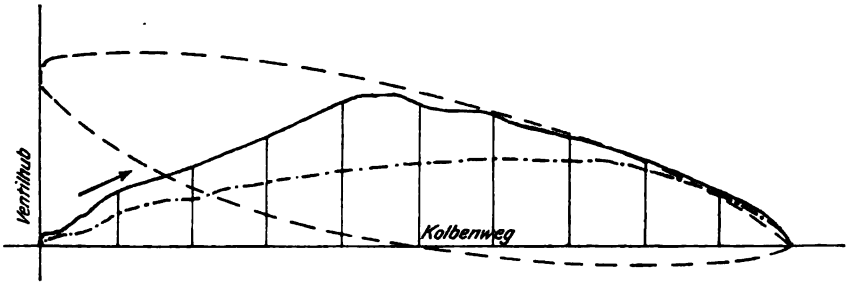


Fig. 131.

Ein Vorteil der Steuerung besteht darin, daß durch ihre Anbringung der zur Überwindung des Durchgangswiderstands der Ventile erforderliche Teil der Betriebsarbeit kleiner wird. Bei den von R. Schröder angestellten Versuchen[1]) ergab das Ventil Fig. 132, nachdem die Steuerung entfernt und das Ventil durch eine Schraubenfeder belastet war, deren Druck für einen ruhigen Ventilschluß genügte, die in Fig. 131 gestricht punktiert gezeichnete Ventilhublinie. Wie ersichtlich ist der Ventilhub während des ganzen Kolbenhubs kleiner als beim gesteuerten Ventil (ausgezogene Linie), also muß auch der Durchgangswiderstand größer sein. Bei einer Förderhöhe von 43 m ergaben dementsprechend die genannten Versuche bei selbsttätigem Saug- und Druckventil einen Arbeitsmehrverbrauch der Pumpe von 1,6 %, was einer Vergrößerung der Förderhöhe um 0,688 m gleichkommt.

Der durch die Steuerungseinrichtung erzielte Gewinn von 0,688 m würde aber bei einer Förderhöhe von 100 m, da der Ventilwiderstand von der Förderhöhe unabhängig ist, nur noch 0,688 % ausmachen. Der Vor-

[1]) Z. d. V. d. I. 1902. S. 660.

teil der Steuerungseinrichtung ist also um so geringer, je größer die Förderhöhe der Pumpe ist. Zieht man die durch die Steuerung entstehende Erhöhung der Anschaffungskosten, die Vermehrung der bewegten Teile, welche der Abnützung unterliegen, die Vergrößerung der Anzahl der zu bedienenden Stopfbüchsen usw. in Betracht, so kann man sich der Überzeugung nicht verschließen, daß der durch die Steuerung in wirtschaftlicher Hinsicht vermöge der Verminderung des Ventilwiderstandes erzielte Gewinn dem Mehraufwand an Herstellungs- und Betriebskosten nicht entspricht. Hierzu ist noch zu bemerken, daß bei den oben besprochenen Versuchen das gesteuerte Ventil die gleichen Abmessungen hatte, wie das ungesteuerte. Es wird nun häufig als ein Vorzug der gesteuerten Ventile hervorgehoben, daß sie wegen ihres größeren Hubs mit geringerem Umfang, also kleiner ausgeführt werden können. Dies trifft zu, dann geht aber der Vorzug des geringeren Ventilwiderstandes wieder verloren.

Ein weiterer Vorzug gesteuerter Ventile besteht in der größeren Saugfähigkeit der Pumpe. Da das gesteuerte Saugventil im Augenblick der Eröffnung nur durch sein Eigengewicht belastet ist, so ist bei ihm der Öffnungswiderstand kleiner als bei dem sowohl unter Gewichts- als auch Federbelastung stehenden selbsttätigen Ventil und demensprechend ist die zulässige Saughöhe der Pumpe eine größere. In Gleich. 288 tritt bei gesteuertem Saugventil an die Stelle von $\frac{G_w + \mathfrak{F}_o}{f_u \gamma}$ der Wert $\frac{G_w}{f_u \gamma}$, es ist daher der Öffnungswiderstand des gesteuerten Ventils um

$$\frac{\mathfrak{F}_0}{f_u \gamma}$$

kleiner und um den gleichen Betrag ist die zulässige Saughöhe der Pumpe größer.

Bei den oben besprochenen Versuchen von R. Schröder war das Gewicht des gesteuerten Ventils im Wasser $G_w = 132$ kg, das Gewicht dieses Ventils im Wasser nach Entfernung der Steuervorrichtung $G_w = 122$ kg und der Druck der eingelegten Schraubenfeder beim Aufsitzen des Ventils $\mathfrak{F}_o = 100$ kg. Da nach Fig. 132 die vom Wasser berührte Unterfläche des Ventils

$$f_u = \pi\,(0{,}250 + 0{,}406 + 0{,}562 + 0{,}718 + 0{,}874)\,.\,0{,}034$$
$$= \pi\,.\,2{,}810\,.\,0{,}034 \backsim 0{,}30 \text{ qm}$$

ist, so beträgt die Verminderung der Saughöhe der Pumpe durch die Ventilbelastung

beim gesteuerten Ventil $\frac{G_w}{f_u \gamma} = \frac{132}{0{,}30\,.\,1000} = 0{,}440$ m,

beim ungesteuerten Ventil $\frac{G_w + \mathfrak{F}_o}{f_u \gamma} = \frac{122 + 100}{0{,}30\,.\,1000} = 0{,}740$ m.

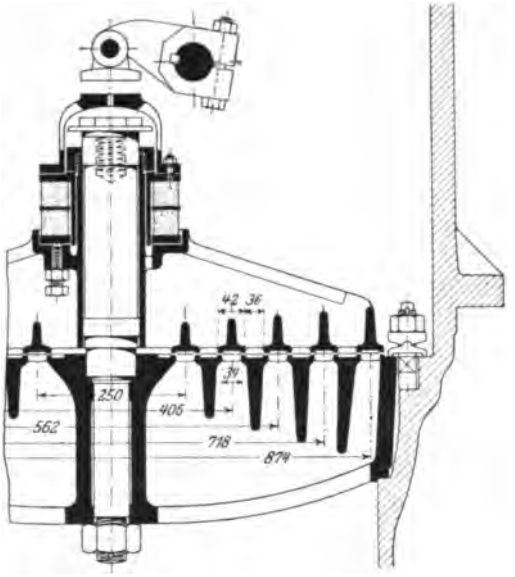


Fig. 132.

Die Saugfähigkeit der gesteuerten Pumpe ist also um 0,740 — 0,440 = 0,300 m größer. Der in diesem Fall erzielte Gewinn an Saugfähigkeit ist also so klein, daß er die Anordnung einer Steuerung gewiß nicht rechtfertigt.

Stellt man die gleiche Untersuchung betreffs der Erhöhung der Saugfähigkeit der Pumpe infolge der Steuerungseinrichtung für das Beispiel S. 185 an, so ergibt sich die durch Entfernung der Belastungsfeder erzielte Vergrößerung der Saughöhe, d. h. $\frac{\mathfrak{F}_o}{f_u \gamma}$ für die Ausrüstung der Pumpe mit

Ventil I. $\frac{\mathfrak{F}_o}{f_u \gamma} = \frac{1{,}495}{1{,}52} = 0{,}983$ m,

„ II. $\frac{\mathfrak{F}_o}{f_u \gamma} = \frac{2{,}026}{3{,}02} = 0{,}671$ m,

„ III. $\frac{\mathfrak{F}_o}{f_u \gamma} = \frac{2{,}483}{5{,}03} = 0{,}493$ m,

„ IV. $\frac{\mathfrak{F}_o}{f_u \gamma} = \frac{2{,}862}{7{,}54} = 0{,}379$ m.

Der Gewinn an Saughöhe ist bei Ventil I weit größer als bei Ventil IV, weil die Ventilbelastung pro Flächeneinheit des Ventiltellers eine größere ist, und weil die Federbelastung einen größeren Teil der Gesamtbelastung des Ventils ausmacht (bei Ventil I ist $\frac{\mathfrak{F}_o}{G_w + \mathfrak{F}_o} = \frac{1{,}495}{1{,}60} = 0{,}93$ bei Ventil IV $\frac{\mathfrak{F}_o}{G_w + \mathfrak{F}_o} = \frac{2{,}862}{3{,}52} = 0{,}81$).

Vermöge der Einrichtung der Steuerung nimmt die zulässige Saughöhe der Pumpe Fig. 125 bis Fig. 128 die in Reihe 14 der Tabelle S. 187 stehenden Werte an[1]).

Hat man z. B. eine Saughöhe von 7,7 m zu bewältigen, so hat man nach der Tabelle die Wahl zwischen der Ventilgröße I (d = 50 mm)

[1]) Vgl. Fußbemerkung S. 186.

mit Steuerung und der Ventilgröße II (d = 70 mm) ohne Steuerung. Selbstverständlich wird man das größere Ventil ohne Steuerung vorziehen usw.

Es geht also auch aus diesem Beispiel hervor, daß der Gewinn an Saughöhe durch die Einrichtung einer Steuerung nicht groß genug ist, um ihre Nachteile zu überwiegen. Man wird daher im allgemeinen die notwendige Saugfähigkeit der Pumpen durch entsprechend große Ventile mit geringer Belastung und durch große Durchgangsquerschnitte des Ventilkastens und Saugrohres erzielen. Im Falle, daß sich hierbei unbequem große Abmessungen der Pumpe ergeben, greift man nicht zur Steuerung, sondern zu einem wirksameren Hilfsmittel, d. h. man stellt die Pumpe tiefer, indem man unter Umständen eine stehende, unterhalb der Maschinenhaussohle angeordnete Pumpe anstatt einer liegenden Pumpe wählt. Größere Pumpwerke erhalten bei großer Saughöhe eine tief aufgestellte Zubringepumpe, welche das Wasser der Druckpumpe zuhebt. Hierdurch gewinnt man für die Hauptpumpe alle Konstruktionserleichterungen (kleine Ventile mit großer Belastung usw.), welche eine geringe Saughöhe mit sich bringt.

Der einzige Fall, wo eine zwangläufige Schlußbewegung der Ventile am Platz oder vielmehr nicht zu umgehen ist, wird durch die Kanalisationspumpen dargestellt, bei welchen die Klappen, um die im Schmutzwasser enthaltenen groben Verunreinigungen durchzulassen, einen so großen Hub haben müssen, daß die Konstruktion einer geeigneten Belastungsfeder nicht mehr möglich ist.

Eine Steuerung der Öffnungsbewegung des Saugventils wird bei Pumpen zur Förderung heißer Flüssigkeiten, z. B. bei Kesselspeisepumpen, welche kochendes Niederschlagswasser in einen Dampfkessel pressen sollen, ausgeführt, derart, daß bei Beginn der Saugwirkung das Saugventil mittels eines stetig sich drehenden, von der Schwungradwelle in Bewegung gesetzten Hubdaumens gehoben wird, während es bei Beginn der Druckwirkung sich freigängig schließen kann, indem die Form des Daumens entsprechend gewählt ist.

Solche Pumpen können aber auch ohne Saugventil ausgeführt werden, wenn die Anordnung getroffen wird, daß der hochgehende Kolben eine Öffnung im Zylinder freimacht, durch welche die Flüssigkeit aus dem Saugbehälter durch ihr Eigengewicht in den unteren Raum des stehenden Zylinders fließt. Beim Abwärtsgang schließt der Kolben die Zulaufmündung ab und drückt die im unteren Zylinderraum befindliche Flüssigkeit durch das Druckventil in das Druckrohr.

Die Eröffnung des Saugventils kann auch durch hydraulische Steuerung erfolgen. Ein Beispiel hierfür gibt das in Fig. 133 dargestellte Ventil, welches von der Firma Koch, Bantelmann und Paasch in Magdeburg für Pumpen verwendet wird, welche gegen hohe Luftleere

arbeiten oder heiße Flüssigkeit fördern müssen. Das gezeichnete Ventil von 200 mm Lichtweite gehört zu einer doppeltwirkenden Saftpumpe von 250 mm Durchmesser und 450 mm Hub. Unter der mit der Ventilspindel verbundenen Membrane wird durch eine Rohrverbindung nach der entgegengesetzten Zylinderseite während der Saugperiode die Druckflüssigkeit wirksam, welche das Ventil öffnet; bei der Umkehr des Kolbens wird dann zufolge der Saugwirkung das Ventil geschlossen.

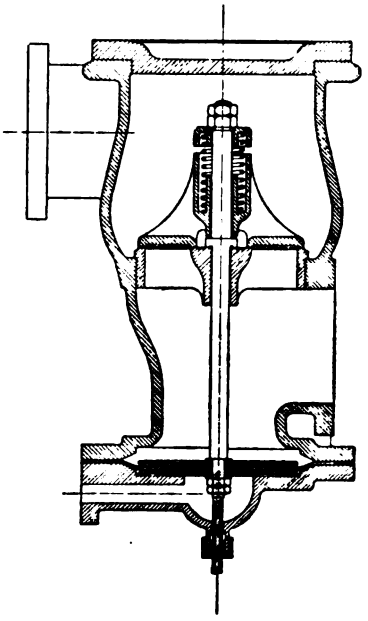


Fig. 133.

f) Tabellen.

Die Tabelle S. 195 gibt einen Überblick über die Hauptabmessungen, Umdrehungszahl, Kolbengeschwindigkeit, Kolbenbeschleunigung usw. von Pumpen mit Riemenantrieb.

Die Tabellen S. 196 bis 209 sind ein Auszug aus denjenigen in der Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure enthaltenen Berichten über Wasserwerks- und Wasserhaltungsmaschinen, bei welchen Versuchswerte über den volumetrischen Wirkungsgrad, Gesamtwirkungsgrad, Dampf- oder Kohlenverbrauch angegeben sind. Die Versuchszahlen sind durch * bezeichnet.

Die erste Spalte der Tabellen gibt Jahrgang und Seite der Zeitschrift, wo der Bericht über das betreffende Wasserwerk zu finden ist. In der zweiten Spalte bedeutet l liegende, st stehende, e einfachwirkende, d doppelwirkende, di Differential-Pumpe, demnach 2 st e zwei stehende, einfachwirkende Pumpen usw. Ferner bezeichnet H_s die Saughöhe; H_d die Druckhöhe; $H = H_s + H_d$ die ganze Förderhöhe (die eingeklammerten Werte sind manometrische Höhen); Q die Wasserlieferung der Pumpe in Sek./Liter, berechnet aus den Zylinderabmessungen und der Umdrehungszahl, bezw., wenn mit * versehen, die durch den Versuch ermittelte Wasserlieferung; D den Kolbendurchmesser; S den Kolbenhub; n die Umdrehungszahl in der Minute; u_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit; k die Kolbenbeschleunigung; μ den volumetrischen Wirkungsgrad; η den Gesamtwirkungsgrad; N_e die Pumpenlieferung in gehobenem Wasser, ausgedrückt in Pferdekräften und N_i die indizierte Leistung der Dampfmaschine in Pferdekräften.

Pumpen mit Riemenantrieb.

Nr.	Bezeichnung	Förderhöhe H m	Wassermenge Q[1] sek/l	Leistung N[2] PS	Kolbendurchmesser D mm	Hub S mm	Verhältnis $\frac{S}{D}$	Umdrehungen in der Minute n	Mittlere Kolbengeschwindigkeit u_m m	Kolbenbeschleunigung k m
	Stehende Pumpen:									
I.	Einfachwirkend, normallaufend	100	0,34 bis 5,4	0,5 bis 7,2	50 bis 175	65 bis 225	1,3	160 bis 60	0,35 bis 0,45	11,1 bis 5,4
II.	Einfachwirkend, schnellaufend	150	0,40 bis 4,2	0,8 bis 8,4	45 bis 115	60 bis 150	1,3	250 bis 160	0,50 bis 0,80	25,0 bis 25,6
III.	Doppeltwirkende Reservoirpumpe, langsamlaufend	40	1,3 bis 12,6	0,7 bis 6,7	75 bis 190	150 bis 380	2,0	60 bis 35	0,30 bis 0,44	3,6 bis 3,1
IV.	Doppeltwirkende Speisepumpe, normallaufend	100	1,3 bis 8,0	1,7 bis 10,7	65 bis 150	100 bis 225	1,5	120 bis 60	0,40 bis 0,45	9,6 bis 5,4
	Liegende Pumpen:									
V.	Einfachwirkend, normallaufend	100	2,2 bis 13,5	3,0 bis 18,0	85 bis 200	150 bis 370	1,8	160 bis 70	0,80 bis 0,86	25,6 bis 12,1
VI.	Einfachwirkend, schnellaufend (Zwillings- oder Drillingspumpe)	100	1,6[3] bis 16,1	2,1[3] bis 21,4	75 bis 185	90 bis 225	1,2	250 bis 160	0,75 bis 1,20	37,5 bis 38,4
VII.	Doppeltwirkende Reservoirpumpe, normallaufend	40	4,3 bis 18,8	2,3 bis 10,0	95 bis 185	180 bis 350	1,9	100 bis 60	0,60 bis 0,70	12,0 bis 8,4
VIII.	Doppeltwirkende Speisepumpe, kleine Umdr.-Zahl	80	1,4 bis 12,4	1,5 bis 13,2	65 bis 150	130 bis 300	2,0	100 bis 70	0,43 bis 0,70	8,7 bis 9,8
IX.	Doppeltwirkende Speisepumpe, mittlere Umdr.-Zahl	80	4,6 bis 14,3	4,9 bis 15,3	85 bis 145	150 bis 260	1,8	160 bis 100	0,80 bis 0,87	25,6 bis 17,3
X.	Doppeltwirkende Speisepumpe, große Umdr.-Zahl	80	7,8 bis 43,0	8,3 bis 45,9	95 bis 185	150 bis 300	1,6	220 bis 160	1,10 bis 1,60	48,4 bis 51,2

[1] $Q = \frac{F S n}{60}$ bei einfachwirkender, $Q = \frac{F S n}{30}$ bei doppeltwirkender Pumpe, wobei F und S in dm eingesetzt sind.

[2] $N = \frac{Q H}{75}$.

[3] Für Zwillingspumpen gilt das Doppelte, für Drillingspumpen das Dreifache des angegebenen Wertes.

Ort	Pumpengattung	H_s m	H_d m	H m	Q l/sek.	D mm	S mm	$\frac{S}{D}$ mm	n
									a) Pumpen mit
Essen. 1886. S. 951	2 l d	5,43	78,89	84,32 (88,47)	95,2*	229	762	3,33	52,72*
M.-Gladbach. 1887. S. 106	1 l d	—	—	(58)	47,6*	254	800	3,15	37,5*
Hagen i. W. 1887. S. 554	3 l e	3,2	90,5	93,7 (100,2)	39,3*	180	500	2,78	64*
Mannheim. 1891. S. 603	2 l d	—	—	38 (52)	92,6* bis 141,5	280	900	3,21	27,5 bis 42
Aachen. 1892. S. 1538	1 st di	—	—	82	59,7	480 / 240	1100	2,29	18*
Großenhain. 1894. S. 533	1 st d	3 bis 4	—	(53,5)	26,8*	188	600	3,19	51,7*
Ulm. 1898. S. 271	2 l d	—	—	(48)	75 bis 90 bis 122	230	760	3,30	40 bis 48 bis 65

mit Dampfbetrieb.

u_m m	k m	μ	η	N_e PS	N_i PS	Bemerkungen
selbsttätigen Ventilen.						
1,34	14,2	0,955*	0,866	112,30	129,72*	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 457/762 mm Zyl.-Durchm., 762 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Dampfspannung vor der Maschine 5,28 Atm.* Dampfverbrauch pro N_i-Stde. 7,434 kg*. 1 kg Dampf = 31 441 kgm*.
1,00	7,5	0,975*	0,735*	36,75*	48,63*	Liegende Einzylindermaschine mit Kondensation, 473 mm Zyl.-Durchm., 800 mm Hub. Druckpumpe direkt gekuppelt. Schöpfpumpe wird von der zweiten Kurbel angetrieben, Abmessungen derselben 290 mm Zyl.-Durchm., 800 mm Hub. Förderhöhe der Schöpfpumpe 9 m, Förderhöhe der Druckpumpe 49 m. 1 kg Kohle = 124 036 kgm*.
1,07	13,7	0,973*	—	52,5	—	Liegende Dreizylinder-Verbundmaschine mit geteiltem Niederdruckzylinder und Kondensation. 480 mm Zyl.-Durchm., 500 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Kurbeln um 120° versetzt. Dampfspannung vor der Maschine 6 Atm*. 1 kg Dampf = 25 006 kgm*. 10,79 kg Dampf pro N_e-Stde.*
0,825 bis 1,260	4,5 bis 10,6	0,958*	—	64,2 bis 98,0	—	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 450/700 mm Zyl.-Durchm., 900 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. 6,5 Atm. Kesseldruck. Dampfverbrauch pro N_e-Stde. einschl. Kondensationsverluste 9,65 kg*. 9,3 fache Verdampfung*. Kohlenverbrauch pro N_e-Stde. 1,03 kg*.
0,66	2,4	—	0,856*	68,89*	80,84*	Liegende Einzylindermaschine, 700 mm Zyl.-Durchm., 1000 mm Hub. Antrieb der im Schacht stehenden Pumpe mit Kunstkreuz und Gestänge.
1,034*	10,7	0,98*	0,781*	19,1*	24,4*	Einzylinder-Wanddampfmaschine mit Kondensation, 350 mm Zyl.-Durchm., 600 mm Hub. Pumpe direkt gekuppelt. 6 Atm. Kesseldruck. Dampfverbrauch pro N_i-Stde. einschließl. Kondenswasser 11,9 kg*, ausschließl. Kondenswasser 10,9 kg*. 1 kg Kohle = 4,67 kg* Dampf = 89 167 kgm.
1,01 bis 1,22 bis 1,65	8,1 bis 11,6 bis 21,4	0,998*	0,86*	∞ 48 bis 57,6 bis 78	—	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 330/500 mm Zyl.-Durchm., 760 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Kesseldruck 6 Atm. Dampfverbrauch pro N_e-Stde. einschließl. Verluste 9,60 kg*. 1 kg Dampf = 28 125 kgm.

Ort	Pumpengattung	H_s m	H_d m	H m	Q l/sek.	D mm	S mm	$\frac{S}{D}$	n
Müggelsee b. Berlin 1898. S. 1401	2 1 d	—	—	(26,20)	350 bis 410	380	1100	2,90	44,6* bis 55
Berg.-Gladbach. 1899. S. 717	2 1 d	—	—	96 (105,42)	52,4*	165	700	4,24	59,8*
Berlin-Lichtenberg. 1901. S. 7	2 1 d	∞ 3	—	(23,63)	419,8	425	900	2,12	50,37* bis 65
Erfurt. 1901. S. 40	2 st di	∞ 3,5	—	(72,76)	76,6	305 224	700	2,29	44,93*
Johannistal bei Berlin. 1902. S. 1429	2 1 d	—	—	58,88	194	285	1000	3,51	48
Kaiserslautern. Fig. 389 u. 390.	2 1 d	—	—	(63,5)	66,5*	230	750	3,26	35* bis 50

u_m m	k m	μ	η	N_e PS	N_i PS	Bemerkungen
1,635 bis 2,02	14,6 bis 22,2	1,00 angen.	—	122 bis 143	—	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 500/840 mm Zyl.-Durchm. Pumpen direkt gekuppelt. Kesseldruck 6 Atm.* Kohlenverbrauch abzügl. Schlacke und Asche, pro N_e-Stde. 1,143 kg*. 1 kg Kohle = 236 200 kgm*.
1,40	16,8	0,966*	0,872*	73,84*	84.7*	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 375/600 mm Zyl.-Durchm., 700 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Kesseldruck 8,5 Atm.* Dampfverbrauch pro N_i-Stde. 7,13 kg, pro N_e-Stde. 8,19 kg. 8,03 fache Verdampfung. 1 kg Kohle = 263 736 kgm.
1,51 1,95	15,2 25,3	1,00 angen.	0,82*	132,25*	161,76*	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 430/694 mm Zyl.-Durchm., 900 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Kesseldruck 8 Atm.* Dampfverbrauch einschließl. Kondenswasser pro N_i-Stde. 6,79 kg. Kohlenverbrauch pro N_i-Stde. 0,813 kg, pro N_e-Stde. 0,99 kg. 8,35 fache Verdampfung. 1 kg Kohle = 272 727 kgm. Heizwert der Kohle 7696 W. E.
1,05	9,4	1,00 angen.	0,82*	74,5*	91,05*	Stehende Verbundmaschine mit Kondensation, 460/730 mm Zyl.-Durchm., 700 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Dampfspannung vor der Maschine 7,63 Atm.* Dampfverbrauch einschließl. Kondenswasser pro N_i-Stde. 7,74 kg*, pro N_e-Stde. 9,83 kg*. 1 kg Dampf = 27 467 kgm*.
1,60	15,4	—	—	152,5	—	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 530/880 mm Zyl.-Durchm., 1000 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Dampfspannung vor der Maschine 9 Atm.* Temperatur des überhitzten Dampfes 342 ° C*. 7,21 fache Verdampfung*. 1 kg Dampf = 49 730 kgm.
0,875 bis 1,25	6,12 bis 12,5	0,978*	0,813*	56,3*	69,24*	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 450/720 mm Zyl.-Durchm., 750 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Kesseldruck 6,5 Atm.* 7,8 fache Verdampfung. 1 kg Kohle = 7385 W. E.* Dampfverbrauch ausschließl. Kondenswasser pro N_i-Stde. 8,43 kg*, pro N_e-Stde. 10,4 kg*. Kohlenverbrauch pro N_e-Stde. 1,46 kg*. 1 kg Kohle = 184 930 kgm.

Ort	Pumpengattung	H_s m	H_d m	H m	Q l/sek	D mm	S mm	$\frac{S}{D}$	n
									β) Pumpen mit
Graz. 1890. S. 567	2 l d	5,53	64,84	70,37	99,86* bis 124	230	800	3,48	48,4* bis 60
Barmen. 1890. S. 595	1 l d	6,5	182,5	189 (198,23)	75,6* bis 95,5	245	1100	4,5	47,5* bis 60
Belgrad. 1893. S. 577	2 st e	—	—	(93) bis (104)	29,2* bis 43,8	220	600	2,73	40 bis 60
Königl. Weinberge bei Prag. 1894. S. 1362	2 l di	5,53	78,11	83,64 (89,40)	84,5* bis 121	$\frac{285}{200}$	1000	3,51	41,8* bis 60
Mitistschi bei Moskau. 1895. S. 744	2 l d	3,7 bis 4	—	(89,6)	236	292	762	2,61	72*
Alexejewskoje bei Moskau. 1895. S. 747	1 l d 1 l d	—	—	(49,07)	236	292	813 914	2,78 3,13	60
St. Gallen. 1898. S. 197	1 l d	3,67	(338,75)	(342,42)	35,5*	165	1000	6,06	60,44*

v_m m	k m	μ	η	N_e PS	N_i PS	Bemerkungen
gesteuerten Ventilen.						
1,29 bis 1,60	12,5 bis 19,2	—	0,82	93,6	114,6	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 500/790 mm Zyl.-Durchm., 800 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Dampfspannung am Kessel 5,2 Atm.* Dampfverbrauch pro N_i-Stde. = 7,45 kg*.
1,74 bis 2,20	16,5 bis 26,4	0,98*	—	200,0	—	Liegende Einzylindermaschine mit Kondensation. Pumpe direkt gekuppelt. Speisewasserverbrauch pro N_e-Stde. 9,3 kg*.
0,80 bis 1,20	6,4 bis 14,4	0,96	—	36,2 bis 60,8	—	Liegende Tandemverbundmaschine mit Kondensation, 315/475 mm Zyl.-Durchm., 760 mm Hub. Pumpen mit Kunstkreuz angetrieben. Betriebsdruck 7 Atm. Dampfverbrauch pro N_e-Stde. 10,26 kg*. 7,66 fache Verdampfung*. Heizwert der Kohle ca. 6200 W. E.
1,393 bis 2,00	11,6 24,0	0,963*	0,839*	102,4*	122,1*	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 530/800 mm Zyl.-Durchm., 1000 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Dampfverbrauch pro N_i-Stde. 7,40 kg, pro N_e-Stde. 8,82 kg.
1,83	26,3	0,98*	0,84	93,2	110*	Liegende Dreizylinder-Verbundmaschine mit Kondensation, 254/381/660 mm Zyl.-Durchm., 762 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Betriebsdruck 12 Atm. Dampfverbrauch pro N_i-Stde. 6,8 kg*. 1 kg Naphta = 370 700 kgm*.
1,626 1,828	19,5 22,0	0,985*	0,88*	149,5	170*	Liegende Dreizylinder-Verbundmaschine mit Kondensation, 256/464 mm Zyl.-Durchm., 813 mm Hub, 736 „ „ 914 „ „ . Pumpen direkt gekuppelt. Betriebsdruck 12 Atm. Dampfverbrauch pro N_i-Stde. (nach Abzug des Kondenswassers) 6,17 kg*. 1 kg Naphta = 495 000 kgm*.
2,015	24,3	0,95 angen.	0,809	170,58*	210,8*	Liegende 3fach Expansionsmaschine mit Kondensation, 360,4/600,5/875 mm Zyl.-Durchm., 1000 mm Hub. Pumpe direkt gekuppelt. Kesseldruck 10,21 Atm.* Dampfverbrauch pro N_i-Stde. (abzügl. Kondenswasser) 5,169 kg*. Koksverbrauch pro N_e-Stde. 0,732 kg*. 9,43 fache Verdampfung*. 1 kg Koks = 368 600 kgm*.

Ort	Pumpengattung	H_s m	H_d m	H m	Q l/sek.	D mm	S mm	$\frac{S}{D}$	n
Breitensee b. Wien. 1899. S. 1	2 1 d	—	—	(33,18)	126,7*	285	750	2,63	41,25*
Leverkusen. 1904. S. 3	2 1 d	6,5 bis 7	—	(61,81)	156*	255	920	3,61	52,235*
Wasserhaltungsmaschinen									
α) Pumpen mit									
Zeche Piesberg. 1899. S. 30	1 1 d	—	—	(180)	107	275	900	3,27	60
Zeche Victor. 1904. S. 1834	2 1 d	4,05	500,63 (515)	504,68	191,8*	242,7	1300	5,36	51,1*
β) Pumpen mit									
Bockwa. 1895. S. 403	2 1 di	3	177,5 (190)	180,5 (193)	120,8	290 / 200	1000	3,45	60,67* bis 100
Kronprinz-Schacht 1899. S. 1096	2 1 di	5	327	332	120*	285 / 200	1000	3,51	60*

u_m m	k m	μ	η	N_e PS	N_i PS	Bemerkungen
1,03	8,5	0,993*	0,863*	56,05*	64,92*	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 420/650 mm Zyl.-Durchm., 750 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Kesseldruck 7 Atm. Dampfverbrauch pro N_i-Stde. 8,05 kg*. 1 kg Kohle = 184 850 kgm*.
1,60	16,8	0,9953*	0,890*	128,4*	144,21*	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 460/650 mm Zyl.-Durchm., 920 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Kesseldruck im Mittel 8 Atm.* Dampfverbrauch einschließl. Mantelwasser pro N_i-Stde. 6,81 kg*, pro N_e-Stde. 7,65 kg*. 1 kg Dampf = 35 282,3 kgm*.

mit Dampfbetrieb.

selbsttätigen Ventilen.

1,80	21,6	—	0,87*	264,2*	303,9*	Liegende Tandemverbundmaschine mit Kondensation, 560/920 mm Zyl.-Durchm., 900 mm Hub. Pumpe direkt gekuppelt. Dampfspannung an der Maschine 6,8 Atm.* Dampfverbrauch abzüglich Leitungsverluste pro N_i-Stde. 7,92 kg*, pro N_e-Stde. 9,11 kg*. (Bei Vergleich mit Anlagen mit hydraulischer, bezw. elektrischer Kraftübertragung müßte angenommen werden: Dampfverbrauch pro N_e-Stde. 10,5 kg.)
2,21	22,6	0,942*	0,890*	1290*	1453,5*	Liegende Zwillingsverbundmaschine mit Kondensation (zugl. Schöpfpumpe), 950/1350 mm Zyl.-Durchm., 1300 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Dampfspannung am Kessel 7,84 Atm.*, an der Maschine 7,67 Atm.* Dampfverbrauch pro N_i-Stde.: Maschine 9,84 kg*, Maschine und Leitung 10,06 kg*; pro N_e-Stde.: Maschine 11,02 kg*, Maschine und Leitung 11,38 kg*.

gesteuerten Ventilen.

2,02 bis 3.33	24,6 bis 66,7	—	0,875*	310,5*	354,4*	Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 750/1100 mm Zyl.-Durchm., 1000 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Kesseldruck 7,82 Atm.*. Druck im Schieberkasten 6,9 Atm.*. Dampfverbrauch abzüglich Kondenswasser pro N_i-Stde. 7,3 kg*, pro N_e-Stde. 8,33 kg*, einschließl. Kondenswasser pro N_i-Stde. 8,78 kg*, 1 kg Dampf einschließl. Kondenswasser = 30 680 kgm*.
2,00	24,00	0,94 angen.	0,845*	536*	634*	Liegende Zwillings-Tandemverbundmaschine mit Kondensation, 2 mal 650/940 mm Zyl.-Durchm., 1000 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Kesseldruck 6 Atm.

Ort	Pumpengattung	H_s m	H_d m	H m	Q l/sek.	D mm	S mm	$\frac{S}{D}$	n
Zeche Notberg. 1902. S. 1038	2 l di	—	—	490	84,5* bis 95*	$\frac{245}{175}$	350	1,43	160* bis 180*
Wasserhaltungsmaschinen mit Dampf-									
α) Pumpen mit									
Zeche Zollverein. 1899. S. 60	2 l di	—	—	405 (411)	50,8*	$\frac{180}{127}$	1000	5,56	60,2*
Zeche A. v. Hansemann. 1904. S. 1957	2 l d	2,4	439,68	442,08	84,75*	165,8	500	3,2	122,6*

u_m m	k m	μ	η	N_e PS	N_i PS	Bemerkungen
1,87 bis 2,10	59,7 bis 75,6	0,96* 0,97*	0,85* 0,85*	552 621	— —	Stehende 3 fach Expansionsmaschine mit Kondensation (zugl. Schöpfpumpe), 550/850/1200 mm Zyl.-Durchm., 600 mm Hub. Pumpen direkt gekuppelt. Dampfverbrauch bei 9 Atm. Kesselspannung pro N_e-Stde. 6,7 kg.

und elektrischem Betrieb.

selbsttätigen Ventilen.

2,01	24,2	—	0,655*	278*	426*	Anlage über Tag: Stehende Verbundmaschine mit Kondensation, 700/1100 Zyl.-Durchm., 500 mm Hub, $n = 135 \div 150$. Drehstromdynamo und Erregerdynamo direkt gekuppelt. Leistung bei 142 Umdr. i. d. Min. $N_i = 426$ PS. Drehstromdynamo: 1000 Volt, 300 000 Watt, 25 Perioden. Erregerdynamo: 110 Volt, 100 Amp. Anlage unter Tag: Pumpen direkt mit dem Drehstrommotor gekuppelt. Annahme zum Vergleich mit hydraulischen Wasserhaltungen: Dampfverbrauch pro N_i-Stde. 7 kg, pro N_e-Stde. 10,65 kg.
2,04	50	0,961*	0,696*	502,09*	721,03*	Anlage über Tag: Liegende Verbundmaschine mit Kondensation (Zentralkondensation), 750/1200 mm Zyl.-Durchm., 1200 mm Hub, $n = 83{,}5$. Drehstromdynamo direkt gekuppelt. Erregerdynamo durch Riemen angetrieben. Drehstromdynamo: 750 KVA, 3200 V, 135 A, 72 Pole, 50 Perioden. Erregerdynamo: 20 KW, 110 V, 182 A, $n = 300$. Eintrittsspannung 8,63 Atm.* $n = 82{,}9$*. Dampfverbrauch abzügl. Kondenswasser pro N_i-Stde. 6,7 kg*, pro N_e-Stde. 9,625 kg*. Anlage unter Tag: Motor 720 PS. Pumpen direkt mit dem Motor gekuppelt. $n = 125$, 3000 V, 48 Pole. Wirkungsgrade: Dampfmaschine . . . . . 88,86 %, Generator . . . . . 89,85 „, Kabel . . . . . 98,72 „, Motor . . . . . 91,97 „, Pumpe einschl. Steigleitung 96,05 „ } 69,63 %.

Ort	Pumpengattung	H_s m	H_d m	H m	Q l/sek.	D mm	S mm	$\frac{S}{D}$	n
									β) Pumpen mit
Zeche Mansfeld, Schacht Colonia.	2 1 e	2,66	—	414,86	77,1*	248	350	1,41	148,98*
1904. S. 1984	2 1 e System Riedler	2,66	—	434,86	77,0*	248	350	1,41	148,38*
									γ) Zentrifugal-
Zeche Victor.	System Sulzer	4,2	—	500	122,4*	—	—	—	1030*
1904. S. 1905									

u_m m	k m	μ	η	N_e PS	N_i PS	Bemerkungen
gesteuerten Ventilen.						
1,74	42,6	0,939*	0,685*	874,96*	1277,8*	**Anlage über Tag:** Liegende 3 fach Expansionsmaschine mit geteiltem ND-Zyl. und Kondensation, 610/950,5/1100 mm Zyl.-Durchm., 1200 mm Hub, n = 100. Drehstromgenerator direkt gekuppelt. 3000 V, 223 A, 830 KW, 48 Pole, 40 Perioden. Erregung durch Umformer, bezw. Hilfserregung. Dampfverbrauch pro N_i-Stde. ohne Überhitzung 5,25÷5,5 kg*, mit Überhitzung (274° C) 4,73 kg*. **Anlage unter Tag:** 2 Motoren, 2950 V, 104 A, n = 143. 32 Pole, 535 PS. Pumpen direkt gekuppelt. Wirkungsgrade: Dampfmaschine . 89,74 %; Generator . . . 93,7 „; Schachtkabel . . 98,83 „ → Primäranlage 82,47 %; Motor I . . . . 90,65 „; „ III . . . 90,39 „; Pumpe I . . . 91,69 „; „ III . . . 91,77 „ → Sekundäranlage 83,01 %. Gesamtanlage 68,47 %.
1,73	42,2	0,947*				
pumpen.						
—	—	—	0,588*	815,70*	1387,1*	**Anlage über Tag:** a) Liegende Zwillingsverbundmaschine mit Kondensation (Zentralkondensation), 760/1250 mm Zyl.-Durchm., 1100 mm Hub, n = 113. Generator direkt gekuppelt. 5250 V, 127 A, 1154 KVA = 1055 KW (Leistungsfaktor 0,915), 56 Pole, 52,75 Perioden. Dampfspannung am Kessel 8 Atm.*, an der Maschine 7,75 Atm.*, 7,74 fache Verdampfung. Dampfverbrauch abzügl. Kondenswasser pro N_i-Stde. 6,834 kg*. b) Stehende Verbundmaschine, 210/320 mm Zyl.-Durchm., 240 mm Hub, n = 288, mit der Erregerdynamo direkt gekuppelt. 245 A, 110 V. **Anlage unter Tag:** 2 Motoren, 5000 V, 58,5 A, n = 1035, 600 PS, mit den hintereinander geschalteten Hochdruckzentrifugalpumpen direkt gekuppelt. Wirkungsgrade: Dampfmaschine . 88,5 %; Generator . . . 94,14 „; Schachtkabel . . 99,26 „ → Primäranlage 82,54 %; Motoren . . . . 94,40 „; Pumpen . . . . 75,47 „ → Sekundäranlage 71,25 %. Gesamtanlage 58,79 %.

Wasserhaltungsmaschinen mit Dampf-

Ort	Pumpengattung	H_s m	H_d m	H m	Q l/sek.	D mm	S mm	$\frac{S}{D}$	n
									Pumpen mit
Zeche Rh.-Preußen. 1899. S. 58	4 l e	—	—	122,5 Atm. Preßdr.	20,40*	88	1000	11,35	50,33*
	3 l e	—	—	455 (463)	40,8*	151	800	5,3	57,83*
Zeche Bommerbänker Tiefbau. 1900. S. 1715	1 l d	—	—	200 Atm. Preßdr.	12,2	84	1100	13,1	60
	3 l e	—	—	230	71 bis 76	265	400	1,51	65* bis 70
Zeche Gottessegen. 1900. S. 1717	1 l d	—	—	220 Atm. Preßdr.	—	84	1100	13,1	—
	2 l d	—	—	300	66	325	800	2,46	15 Doppelhübe
Zeche Dannenbaum, Schacht II 1904. S. 1837	2 l d	—	—	200 Atm. Preßdr.	26	95	1200	12,6	45,77*
	2 l d	6,861	103,5	510,361 (515)	76,4*	325	800	2,46	15,91* Doppelhübe

und hydraulischem Betrieb.

u_m m	k m	μ	η	N_e	N_i	Bemerkungen
selbsttätigen Ventilen.						
1,678	16,9	1,00 angen.	0,90*	333,25*	369,5*	Anlage über Tag: Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 760/1200 mm Zyl.-Durchm., 1000 mm Hub. Preßpumpen direkt gekuppelt.
1,54	17,9	0,98*	0,685	252*	369,5*	Anlage unter Tag: Hydraulische kreisende 3-Kolbenpumpe. Kraftwasserverbrauch pro Sek. 20,03 l. Verlust ∞ 2,2 %. Annahme zum Vergleich mit elektr. Wasserhaltungen: Dampfverbrauch pro N_i-Stde. 7 kg, pro N_e-Stde. 10 kg.
2,20	26,4	—	—	325	—	Anlage über Tag: Liegende Tandemverbundmaschine mit Kondensation, 470/790 mm Zyl.-Durchm., 1100 mm Hub. Preßpumpe direkt gekuppelt.
0,87 bis 0,93	11,3 bis 13,0	—	0,68* bis 0,69	218 bis 233	—	Anlage unter Tag: Hydraulische kreisende 3-Kolbenpumpe, 100 mm Durchm. der Kraftkolben, 400 mm Hub, 200 Atm. Preßdruck. Der Kraftzylinder bildet zugleich den Pumpenkolben.
- -	—	—	—	—	520*	Anlage über Tag: Liegende Tandemverbundmaschine mit Kondensation. 575/900 mm Zyl.-Durchm., 1100 mm Hub. Preßpumpe direkt gekuppelt. Dampfverbrauch pro N_i-Stde. 7,5 kg*.
—	—	—	0,77*	400*	—	Anlage unter Tag: Doppelkolbenpumpe Patent Kaselowsky (ohne Drehbewegung), Durchmesser der 4 Kraftkolben 135 mm. Hub 800 mm. Der Kraftzylinder bildet zugleich den Pumpenkolben. Betriebskosten pro N_e-Stde. 3,64 Pf.*, Gesamtkosten pro N_e-Stde. 8,17 Pf.*
1,83	16,8	—	—	—	796,7*	Anlage über Tag: Liegende Verbundmaschine mit Kondensation, 1125/1675 mm Zyl.-Durchm., 1200 mm Hub. Preßpumpen direkt gekuppelt. Eintrittsspannung 7,05 Atm.* Dampfverbrauch abzügl. Kondenswasser pro N_i-Stde. 6,91 kg*, pro N_e-Stde. 10,541 kg*. 7,74 fache Verdampfung*.
—	—	1,03*	0,655*	520	—	Anlage unter Tag: Doppelkolbenpumpe Patent Kaselowsky (ohne Drehbewegung), Durchmesser der 4 Kraftkolben 184 mm, Hub 800 mm. 230 Atm. Überdruck*.

B. Die konstruktive Ausführung der Kolbenpumpen.

I. Einzelteile der Kolbenpumpen.

17. Pumpenkörper.

Das Material ist meistens Gußeisen, bei höherem Druck Stahlguß, bei ganz hohem Druck (Preßpumpen) Phosphorbronze und geschmiedetes Material (Schweißeisen, Flußeisen, Stahl). Handelt es sich um die Förderung von Flüssigkeiten (Säuren), welche vermöge ihrer chemischen Eigenschaften Eisen und Stahl angreifen, so kommt Bronze oder eine andere der Flüssigkeit entsprechende Legierung, ferner Hartblei, Hartgummi, Porzellan, Ton usw. zur Verwendung.

Bei Wasserpumpen mit Scheibenkolben, welche oft längere Zeit stillstehen, wird, um ein Rosten der Lauffläche des Kolbens zu verhüten, der Zylinder aus Bronze gemacht, oder bei größeren Abmessungen aus Gußeisen mit eingesetzter zylindrischer Büchse aus Bronze. Die Befestigung der letzteren im Zylinder kann in verschiedener Weise geschehen: durch Eintreiben der außen mit Mennige bestrichenen Büchse in den erwärmten Zylinder, dessen Bohrung im kalten Zustand etwas kleiner ist als der äußere Durchmesser der Büchse; durch Vernieten oder Verschrauben der Büchse an den Stirnseiten usw.

Die Wandstärke gußeiserner Pumpenkörper von zylindrischer Form, welche nicht auszubohren sind (Plungerpumpen), kann, sofern nicht die Anstrengung des Materials durch den Flüssigkeitsdruck, sondern die Rücksicht auf Herstellung, Transport und Montage in Betracht kommt, nach C. v. Bach[1]) bestimmt werden aus

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{D}{50} + 10 \text{ mm, wenn stehend gegossen,} \\ s &= \frac{D}{40} + 12 \text{ mm, wenn liegend gegossen,} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad 301$$

wo s die Wandstärke und D den inneren Durchmesser des Zylinders in mm bedeutet.

Die Rücksichtnahme auf die Beanspruchung der Zylinderwand durch inneren Überdruck erfordert nach C. v. Bach eine Wandstärke

$$s = \frac{1}{2}\left(\sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}} - 1\right) D + a, \quad \ldots \quad 302$$

worin k_z die Zuganstrengung des Materials in kg/qcm, p_i den inneren Überdruck in kg/qcm und a einen Zuschlag mit Rücksicht auf die Mög-

[1]) C. Bach, Die Maschinenelemente. 9. Aufl. S. 740.

lichkeit der Kernverlegung bedeutet, welch letzterer zu 3 bis 6 mm anzunehmen ist.

Die größere der beiden aus Gleich. 301 und 302 sich ergebenden Wandstärken ist zu wählen.

Ausgebohrte Zylinder, welche die genaue zylindrische Form beim Ausbohren erlangen und im Betrieb beibehalten müssen, damit der Kolben abdichten kann, und welche ein ein- oder zweimaliges Ausbohren nach eingetretener Abnützung gestatten sollen, müssen größere Wandstärken erhalten, entsprechend einer Vermehrung der Größen 10 mm, bezw. 12 mm

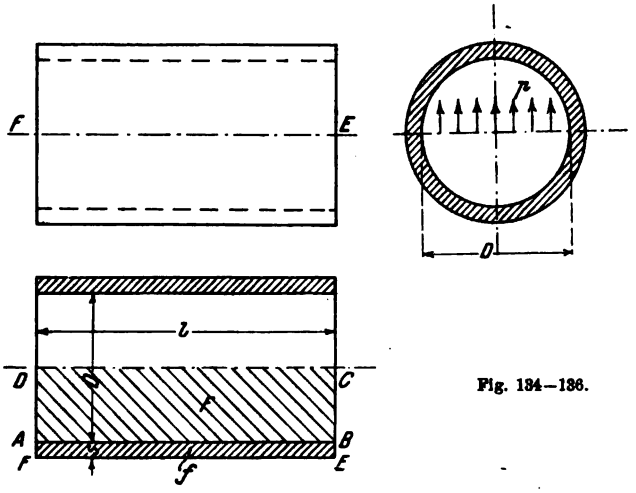


Fig. 134—136.

in der Gleich. 301 um etwa 3 bis 5 mm, während in der Gleich. 302 die Größe a etwa 8 bis 16 mm zu wählen sein wird.

Die vorstehende Gleich. 302 gilt für Hohlzylinder, welche keine Stutzen (Öffnungen) oder nur solche von geringen Abmessungen haben. Sind jedoch Abzweigungen mit verhältnismäßig großem Durchmesser vorhanden, so tritt durch diese eine Verschwächung des Zylinders ein und es ist dann die Inanspruchnahme des Materials an der Abzweigungsstelle für die Wandstärke des Pumpenkörpers maßgebend.

Für den durch einen inneren Überdruck von p kg/qcm beanspruchten Zylinder (Fig. 134—136) kann die Zuganstrengung des Materials in dem Querschnitt A B E F in folgender Weise bestimmt werden.

Die Zugkraft, welche der Querschnitt A B E F der Zylinderwand mit dem Flächeninhalt $f = l s$ aufzunehmen hat, ist gleich dem Inhalt der Fläche A B C D von der Größe $F = l \frac{D}{2}$ multipliziert mit dem auf die Flächeneinheit wirkenden Druck p.

Es ergibt sich daher die Zuganstrengung des Materials im Querschnitt A B E F aus

$$f\,k_z = F\,p \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 303$$

oder

$$l\,s\,k_z = \frac{l\,D}{2}\,p$$

$$k_z = \frac{D\,p}{2\,s} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 304$$

Bei dieser Rechnungsweise ist angenommen, daß die Anstrengung des Materials im ganzen Querschnitt gleich groß ist, was nur für Zylinder von einer im Verhältnis zum Durchmesser geringen Wandstärke gilt. In Wirklichkeit ist die Beanspruchung an der inneren Querschnittskante A B am größten. Das vorstehende Rechnungsverfahren ist daher nur angängig, wenn die zulässige Zuganstrengung des Materials entsprechend gering in die Rechnung eingeführt wird.

Beispiel: Es sei $D = 30$ cm; $s = 3$ cm; $p = 35$ Atm $= 35$ kg/qcm, alsdann ist

$$k_z = \frac{30.35}{2.3} = 175 \text{ kg/qcm}.$$

Wird aus dem Zylinder ein Loch vom Durchmesser d herausgeschnitten, so haben die beiden Eckquerschnitte (Fig. 137) mit der Gesamtfläche $f = 2\,s\,s_1$ eine Zugkraft aufzunehmen, welche gleich ist dem Inhalt der schraffierten Fläche von der Größe $F = (l\,l_1 - 2\,s\,s_1)$ multipliziert mit dem Druck p. Die Beziehung

$$f\,k_z = F\,p$$

gibt demnach

$$2\,s\,s_1\,k_z = (l\,l_1 - 2\,s\,s_1)\,p$$

$$k_z = \frac{(l\,l_1 - 2\,s\,s_1)\,p}{2\,s\,s_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 305$$

Beispiel: Es sei $d = 12$ cm und $s_1 = s = 3$ cm. Im übrigen gelten die Angaben des letzten Beispiels. Dann ist (s. Fig. 137)

$l = d + 2\,s_1 = 12 + 2\,.\,3 = 18$ cm; $l_1 = \frac{D}{2} + s = 15 + 3 = 18$ cm;

also

$$k_z = \frac{(18\,.\,18 - 2\,.\,3\,.\,3)\,35}{2\,.\,3\,.\,3} = 595 \text{ kg/qcm}.$$

Diese Beanspruchung ist sehr groß. Eine Verminderung derselben durch Vergrößerung der Eckquerschnitte ist wegen der entstehenden Gußspannungen unzulässig, dagegen können günstigere Belastungsverhältnisse durch Ausrundung der Öffnung (s. Fig. 138) erzielt werden.

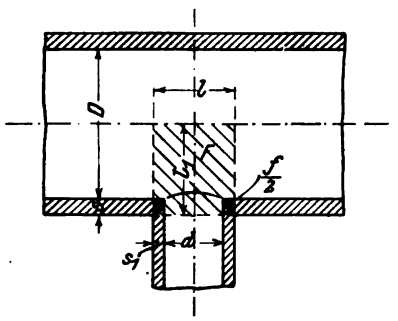


Fig. 137.

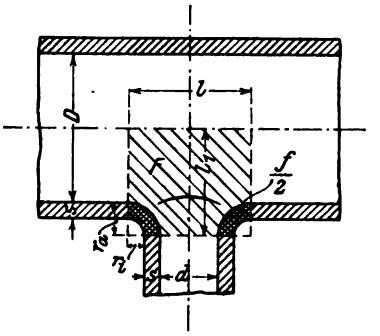


Fig. 138.

Unter Zugrundlegung der Beziehung

$$f\,k_z = F\,p$$

ergibt sich für diesen Fall

$$f = 2\left[\frac{1}{4}\pi\,(r_a^2 - r_i^2)\right] = \frac{\pi\,(r_a^2 - r_i^2)}{2}$$

$$F = \left(l\,l_1 - 2\,\frac{1}{4}\pi\,r_a^2\right) = \left(l\,l_1 - \frac{\pi\,r_a^2}{2}\right)$$

also

$$\frac{\pi\,(r_a^2 - r_i^2)}{2}\,k_z = \left(l\,l_1 - \frac{\pi\,r_a^2}{2}\right)p$$

$$k_z = \frac{(2\,l\,l_1 - \pi\,r_a^2)\,p}{\pi\,(r_a^2 - r_i^2)}. \quad \ldots \quad 306$$

Beispiel: Mit den Angaben des vorhergehenden Beispiels, sowie $r_a = 6{,}5$ cm und $r_i = 3{,}5$ cm erhält man

$$l = d + 2\,r_a = 12 + 2\,.\,6{,}5 = 25\text{ cm};\quad l_1 = \frac{D}{2} + r_a = 15 + 6{,}5 = 21{,}5\text{ cm},$$

demnach

$$k_z = \frac{(2\,.\,25\,.\,21{,}5 - 3{,}14\,.\,6{,}5^2)\,.\,35}{3{,}14\,(6{,}5^2 - 3{,}5^2)} = 350\text{ kg/qcm}.$$

Durch die Ausrundung des Querschnitts wird also die Zuganstrengung von 595 kg/qcm auf 350 kg/qcm vermindert.

Unter Umständen sind starke Ausrundungen konstruktiv unbequem. Sie können umgangen werden, wenn man an der gefährlichen Anschlußstelle ein Auge mit einem Loch angießt, in welches ein Schraubenbolzen eingezogen wird. Der letztere wird fest angezogen, so daß das Material an der Anschlußstelle bei unbelasteter Pumpe zusammengedrückt ist (siehe Fig. 139 und 140).

Bei der Wahl der zulässigen Zuganstrengung k_z kommt in Betracht, ob die Belastung eine ruhende oder wechselnde ist. Letzteres trifft für

die den eigentlichen Zylinder und den zwischen Saug- und Druckventil gelegenen Pumpenraum umschließenden Wände zu. Diese unterliegen rasch vor sich gehenden, der Saug- und der Druckhöhe der Pumpe entsprechenden Wechseln der Beanspruchung, welche wegen der fehlenden Elastizität des Wassers Stoßwirkungen nahekommen. Es dürfte zu wählen sein für

$$\text{Gußeisen } k_z \leqq \begin{cases} 250 \text{ kg/qcm} \\ 150 \text{ „} \end{cases} \text{ bei } \begin{cases} \text{ruhender} \\ \text{wechselnder} \end{cases} \text{ Belastung,}$$

$$\text{Stahlguß } k_z \leqq \begin{cases} 550 \text{ „} \\ 350 \text{ „} \end{cases} \text{ bei } \begin{cases} \text{ruhender} \\ \text{wechselnder} \end{cases} \text{ Belastung.}$$

Hinsichtlich der Berechnung der Ventilkastendeckel und der Verschlüsse seitlicher Öffnungen am Pumpenkörper muß auf die eingehenden Erläuterungen über diesen Gegenstand in den Maschinenelementen von C. v. Bach (9. Aufl., S. 741 u. f.) verwiesen werden.

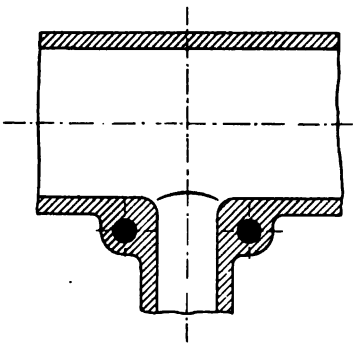


Fig. 139.

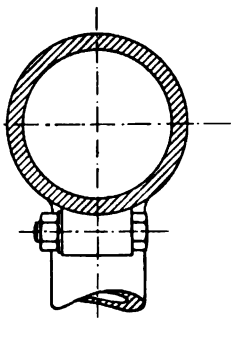


Fig. 140.

Bei der Formgebung des Pumpenkörpers ist mit Sorgfalt darauf zu achten, daß die durch das Saugventil oder auf anderem Weg in den Pumpenraum gelangte Luft mit Sicherheit bis zum Druckventil, das im höchsten Punkt des Pumpenraums anzuordnen ist, emporsteigt, daß also kein Luftsack, d. h. keine Stelle vorhanden ist, wo diese Luft hängenbleiben und sich festsetzen kann. Die während des Saughubs eingetretene Luft muß bei dem darauffolgenden Druckhub jeweilig wieder aus dem Pumpenraum durch das Druckventil entweichen, andernfalls entsteht verspätetes Öffnen und Schließen der Ventile und infolgedessen Verminderung des volumetrischen Wirkungsgrades der Pumpe, Ventilschlag und unruhiger Gang der Pumpe (vergl. Ziff. 8).

Bei der Anordnung der Ventile ist eine günstige Wasserführung auf dem Weg vom Saug- zum Druckventil, d. h. möglichst wenig Ablenkung des Wassers aus seiner Bewegungsrichtung, Vermeidung von

Bewegungsumkehr und möglichst geringe Länge der zwischen den beiden Ventilen befindlichen Wassersäule anzustreben. Hierzu kommt die Bedingung, daß die Ventile leicht zugänglich sind.

Hinsichtlich der Wasserführung gestaltet sich die Anordnung Fig. 141 und 142 für liegende Pumpen am günstigsten. Das Saugventil muß so tief unter der Achse des Pumpenzylinders angeordnet werden, daß das durch den Ventilspalt austretende Wasser den Ventilkasten in der Richtung der Ventilachse durchströmt, damit nicht durch den Wasserstrom eine zur Ventilachse senkrecht wirkende Kraft bei der Saugwirkung des Kolbens entsteht. Ebenso muß die Abführung des Wassers aus dem Druckventilkasten in entsprechender Höhe über dem Druckventil geschehen. Das Saugventil ist durch den Zylinderdeckel, das Druckventil von oben zugänglich. Bei doppeltwirkenden Pumpen ist für das vordere Saugventil die Anordnung eines seitlichen Deckels notwendig.

Bei ganz kleinen Pumpen wird das Druckventil häufig um so viel

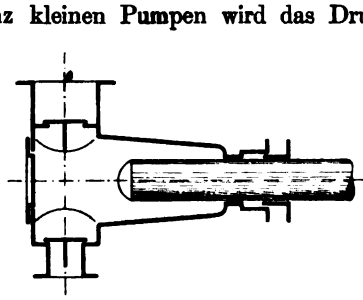


Fig. 141.

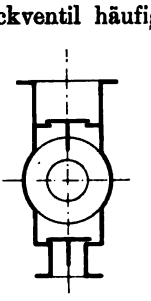


Fig. 142.

größer als das Saugventil ausgeführt, daß dieses durch die Sitzöffnung des Druckventils herausgenommen werden kann. Bei größeren Pumpen werden die Saugventile durch seitliche Öffnungen am Pumpenkörper eingebracht. Bei Pumpen mit sehr großen Ventilen können solche seitliche Öffnungen nur als Handlöcher dienen. Zweckmäßig ist es dann, die beiden Ventile selbst gleich groß auszuführen, den Durchmesser des Druckventilsitzes aber größer zu machen als denjenigen des Saugventilsitzes, so daß das Saugventil samt Sitz durch den Druckventilkasten nach oben herausgezogen werden kann.

Durch die Anordnung des Ventilkastens seitwärts der Zylinderachse (Fig. 143) wird die Zugänglichkeit des Saugventils erhöht, die Wasserführung ist aber ungünstiger.

Bei kleinen doppeltwirkenden Pumpen, hauptsächlich Dampfpumpen ohne Schwungrad, ist die Anordnung der Saugventile oberhalb der Zylinderachse beliebt (Fig. 144). Der Zylinder baut sich hierbei sehr kurz, der Anschluß der Saugleitung gestaltet sich bequem und der Pumpenkolben steht auch beim Stillstand der Pumpe stets unter Wasser. Die durch das

Saugventil eintretende Luft gelangt unmittelbar unter das Druckventil. Da die Wassermasse zwischen den Ventilen und dem Kolben, welche bei jedem Kolbenhub ihre Bewegung umkehren muß, verhältnismäßig lang ist, so muß, damit ihr Beschleunigungswiderstand klein wird, der Verbindungskanal zwischen Ventilkasten und Pumpenzylinder reichlich dimensioniert werden.

Beispiele der Anordnung der Ventile bei stehenden Pumpen geben die Fig. 41, 48, 50 u. 52. Die Unterbringung sämtlicher 4 Ventile einer

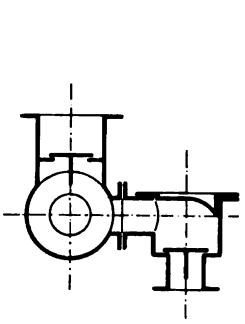


Fig. 143.

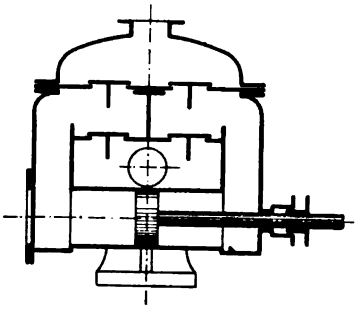


Fig. 144.

stehenden Pumpe in einem seitlich der Zylinderachse gelegenen Kasten zeigt Fig. 348 u. 349.

18. Windkessel.

Die Windkessel werden entweder durch geeignete Ausbildung des Pumpenkörpers bezw. der Fundamentplatte erzielt, oder als selbständige Konstruktionsteile ausgeführt. Im letzteren Fall erhalten sie die Form eines Zylinders mit gewölbten Stirnflächen, zuweilen auch kugel- oder birnenförmige Gestalt. Das Material ist Gußeisen, Stahlguß, Rotguß, Eisen-, Stahl- oder Kupferblech. Für die Förderung von Flüssigkeiten, welche diese Materialen angreifen, werden Windkessel aus Gußeisen mit einer Ausfütterung aus Blei, Zinn, Hartgummi usw. verwendet. Hinsichtlich der Berechnung der Wandstärke muß auf die Maschinenelemente von C. v. Bach verwiesen werden. Mit Rücksicht auf die Stöße, welchen hauptsächlich Druckwindkessel ausgesetzt sind, ist die zulässige Belastung niedrig zu wählen:

Gußeisen	100	kg/qcm
Stahlguß	300	„
Schmiedeeisen	500	„
Stahl- und Kupferblech	800	„

Damit die Wassermassen zwischen dem Pumpenkolben und den Windkesseln, welche die Geschwindigkeitsänderungen des Kolbens mitzumachen haben, gering ausfallen, sind die Windkessel so nahe als möglich an die Pumpenventile zu rücken.

Sind im Windkessel zwei Wassersäulen miteinander in Berührung, von welchen die eine gleichförmige Geschwindigkeit hat, während die andere sich mit veränderlicher Geschwindigkeit bewegt und periodisch zum Stillstand kommt, so empfiehlt es sich, zur Vermeidung von Stößen das Zufluß- und Abflußrohr so anzuordnen, daß die Massenkraft der einen Wassersäule nicht unmittelbar auf die andere Wassersäule einwirkt, sondern in erster Linie von den Wänden des Windkessels und dem in demselben befindlichen Luftkissen aufgenommen wird. In Verfolgung dieses Grundsatzes ergeben sich die in Fig. 145 bis 148 dargestellten Anordnungen von Windkesseln für kleinere Pumpen.

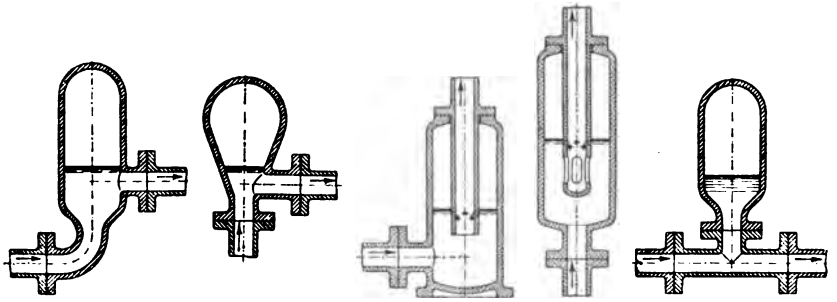


Fig. 145. Fig. 146. Fig. 147. Fig. 148. Fig. 149.

Fig. 145 und 147 Zufluß von der Seite, Fig. 146 und 148 Zufluß von unten; Fig. 145 und 146 Abfluß nach der Seite, Fig. 147 und 148 Abfluß nach oben.

Für Saugwindkessel eignet sich mehr die Abfuhr des Wassers nach oben, weil die Luft in feinerer Verteilung in das Abflußrohr gelangt (siehe unten), für Druckwindkessel ist die Abfuhr nach der Seite mehr zu empfehlen, wegen der Schwierigkeit, das Entweichen der hochgespannten Luft oben an der Dichtungsfläche zu verhindern.

Die Ausführung nach Fig. 149 ist nach den vorstehend entwickelten Grundsätzen als fehlerhaft zu bezeichnen.

Beispiele für die Ausbildung des Pumpenkörpers zum Windkessel geben die im späteren gegebenen Darstellungen ausgeführter Pumpen.

Entfernung der Luft aus dem Saugwindkessel: Beim Aufsteigen des Wassers in der Saugleitung scheidet sich aus ihm infolge der Druckverminderung eine gewisse Luftmenge ab, welche sich im Saugwindkessel absetzt. Infolgedessen sinkt der Wasserspiegel des Saugwindkessels während des Betriebs solange, bis er die Abflußöffnung des Windkessels erreicht. Wie im früheren (vergl. Ziff. 10) erläutert, schwankt der Wasser-

spiegel periodisch auf und ab. Ist die Schwankung groß, so besteht die Möglichkeit, daß am Abflußrohr eine große Öffnung für den Austritt der Luft frei wird, so daß mit einem Mal eine große Luftblase aus dem Windkessel in das Saugrohr der Pumpe übertritt, wobei eine entsprechende Wassermenge aus diesem Rohr in den Windkessel zurückfällt. Die große Luftmenge verursacht im Pumpenzylinder Stoß und Ventilschlag. Um dies zu verhüten, ist darnach zu streben, daß die Luft nur in kleinen Mengen aus dem Windkessel in die Pumpe gelangt, derart, daß bei jedem Saughub des Kolbens nur so viel Luft angesaugt wird, als während einer Umdrehung (bei doppeltwirkenden Pumpen mit gemeinschaftlichem Windkessel für beide Pumpenseiten während eines Hubs) in dem Windkessel sich absetzt. Bei Anordnungen nach Fig. 147 und 148, woselbst das Wasser durch ein Tauchrohr aus dem Windkessel abgeführt wird, läßt sich dies dadurch erreichen, daß man an dem Abflußrohr einen Kranz von kleinen Löchern anbringt. Sobald der Wasserspiegel bis zu diesen Löchern gesunken ist, wird Luft aus dem Windkessel abgesaugt und es wird dadurch verhütet, daß der Wasserspiegel bis zur Mündung des Rohrs herabsinkt. Die Löcher sollen so klein sein, daß trotz des Eintritts der Luft das Ansaugen des Wassers durch die Rohrmündung nicht unterbrochen wird. Demgemäß soll der Gesamtquerschnitt der Löcher, deren 4 bis 8, je nach der Größe der Pumpe, am Umfang des Rohrs gleichmäßig verteilt werden, etwa 1 % des Rohrquerschnitts betragen.

Um sicher zu gehen, daß der Gesamtquerschnitt der Löcher genügt, um ein Absenken des Wasserspiegels bis zur Rohrmündung zu verhindern, kann man etwas tiefer einen zweiten Kranz von Löchern anordnen.

Bei Dampfpumpen, welche mit Kondensation arbeiten, kann man die Entlüftung des Saugwindkessels auch dadurch bewirken, daß man den Luftraum desselben mit dem Kondensator durch ein Rohr verbindet.

Pumpen, welche mit negativer Saughöhe arbeiten, denen also das Wasser vermöge des Gefälls der Zuleitung unter Druck zufließt, müssen bei langer Zuleitung zur Vermeidung von Stößen einen Windkessel in dieser Leitung erhalten, welcher nicht entlüftet, sondern vielmehr, wie ein Druckwindkessel, mit Luft versorgt werden muß.

Zufuhr von Luft zum Druckwindkessel: Die Luft des Druckwindkessels wird vom Wasser absorbiert und zwar in um so höherem Maße, je größer der Windkesseldruck, also die Druckhöhe der Pumpe ist. Dieser Vorgang wird durch das stetige Auf- und Niederschwanken des Wasserspiegels begünstigt. Es ist also ein Ersatz der mit dem Wasser nach der Druckleitung entweichenden Luft notwendig. Bei mäßigen Druckhöhen, wie sie bei Wasserwerksmaschinen vorkommen, kann dies mit Hilfe von Schnüffelventilen geschehen. Das Ventil Fig. 150 (Konstruktion von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal), wird dicht unterhalb des Druckventils am Pumpenkörper angebracht. Beim Saughub wird

durch den Pumpenkolben Luft aus der Atmosphäre in den Zylinder gesaugt, beim darauffolgenden Druckhub schließt sich das Ventil und die angesaugte Luft entweicht durch das Druckventil der Pumpe nach dem Windkessel. Damit die Luft sicher in den Windkessel gelangt, und dort aufgefangen wird, ist die ganze aus der Pumpe kommende Wassermenge in den Druckwindkessel hinein (vergl. Fig. 145 bis 148) und nicht nur an diesem vorbei (vergl. Fig. 149) zu führen.

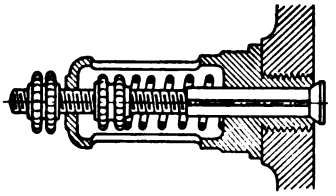


Fig. 150.

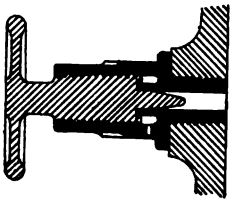


Fig. 151.

Anstatt des Schnüffelventils kann man auch eine Lufteinlaßschraube, Fig. 151 (System Klein) verwenden. Diese wird unterhalb des Saugventils oder auch am Saugwindkessel angebracht. Die Luft tritt in diesem Fall in stetigem Strome in das Wasser der Saugleitung bezw. in den Windkessel.

Bedarf der Druckwindkessel einer reichlichen Luftzufuhr, wie dies bei großen Pumpen und bei großen Druckhöhen der Fall ist, so ist eine besondere Luftspeisevorrichtung vorzusehen, denn das Schnüffeln größerer Luftmengen in den Pumpenzylinder bringt Unruhe in den Gang der Pumpe.

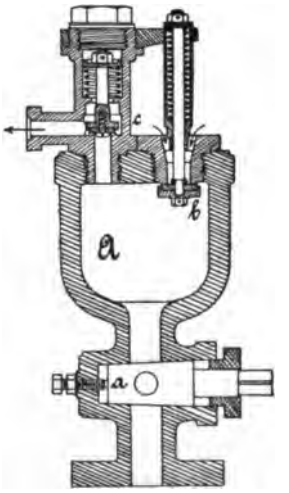


Fig. 152.

Der in Fig. 152 dargestellte Luftfüllapparat von Riehn, Meinicke & Wolf in Görlitz wird auf den Pumpenzylinder gesetzt und mit Wasser gefüllt. Bei b ist das Saugventil, bei c das Druckventil. Bei der Saugwirkung des Pumpenkolbens tritt aus dem Raum A eine durch Einstellung des Hahnes a regelbare Wassermenge in den Pumpenzylinder, gleichzeitig tritt eine entsprechende Luftmenge durch das Saugventil b in den Raum A; bei der Druckwirkung wird das Wasser durch den Hahn a in den Raum A zurückgepreßt und die vorher angesaugte Luftmenge durch das Druckventil c in ein nach dem Windkessel führendes Rohr gedrückt. Durch Schließen des Hahns wird der Apparat außer Tätigkeit gesetzt.

Ein ähnlicher Apparat ist der Firma Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. C. Louis Strube, Akt.-Ges. in Magdeburg-Buckau patentiert (D. R. P. Kl. 59 Nr. 98594.)

Die vorgenannten Apparate sind nur in Tätigkeit, während die Pumpe im Betrieb ist, es besteht also nicht die Möglichkeit, mit Hilfe derselben den Druckwindkessel vor dem Anlassen der Pumpe mit dem nötigen Luftinhalt zu versehen, falls dieser nicht vorhanden ist. Bei Pumpen mit großer Druckhöhe, welche mit großer Geschwindigkeit anlaufen, wie z. B. Wasserhaltungsmaschinen mit elektrischem Antrieb, ist dies aber dringend notwendig, da beim Anlassen mit ungenügendem Luftinhalt des Druckwindkessels Wasserschläge in der Druckleitung und im Windkessel entstehen. Allgemein empfiehlt es sich eine von der Pumpe unabhängige Luftspeisevorrichtung für den Druckwindkessel vorzusehen. Hierbei kommen in Betracht: Luftschleußenapparate (L. Reuling & J. Hillenbrand, D. R. P. Kl. 59 Nr. 85426), mit dem Druckwasser der Leitung betriebene Kompressoren (W. Lange, D. R. P. Kl. 59a Nr. 151585) und mit Dampf oder Elektrizität betriebene Kompressoren.

Zur Ausrüstung der Windkessel gehören außer den besprochenen Vorrichtungen Apparate zum Erkennen des Wasserstandes (Wasserstandsgläser, Probierhahnen), zum Ablesen des Drucks (Vakuummeter, Manometer) und zum Schutz gegen unzulässige Beanspruchung (Sicherheitsventile).

19. Kolben.

Der Kolben wird als Scheibe oder als langer Zylinder ausgeführt; danach sind zu unterscheiden Scheibenkolben und Plunger-, Tauch-, Trunk- oder Mönchskolben.

Um den zur Verhütung des Entweichens von Flüssigkeit oder des Eindringens von Luft notwendigen dichten Abschluß gegen den Zylinder zu erhalten, werden entweder die Kolben eingeschliffen, oder es muß eine besondere Dichtung oder Liderung angeordnet werden; dieselbe wird beim Scheibenkolben an diesem selbst angebracht, beim Tauchkolben dagegen gewöhnlich als Stopfbüchse am Zylinder ausgeführt.

Beide Kolbenarten können geschlossen oder durchbrochen ausgebildet werden, letzteres geschieht dann, wenn die zu fördernde Flüssigkeit durch den Kolbenkörper treten soll, wie das bei den Hubpumpen der Fall ist. Jedoch darf dieser Durchfluß nur während einer Kolbenbewegung stattfinden; während des Rückganges muß er verhindert werden, der Kolben dann also als geschlossener wirken. Um dies zu erreichen, wird der durchbrochene Kolben mit selbsttätigen Ventilen versehen, die beim Kolbenhingange geschlossen sind, beim Rückgange sich öffnen.

Scheibenkolben. Der Kolbenkörper wird gewöhnlich aus Gußeisen gefertigt; nur wenn die zu fördernde Flüssigkeit dieses Metall angreift, oder ein eingeschliffener Kolben angewendet wird, benutzt man Bronze; Stahl und Schmiedeisen werden verwendet, wenn der Kolben leicht werden soll. Die Form eines eingeschliffenen Kolbens von 120 mm Durchmesser zeigt Fig. 153; die Höhe soll etwa gleich dem Durchmesser genommen werden; auf halber Höhe ist eine Rinne anzuordnen, welche zur Aufnahme von Schmiere dient. Diese eingeschliffenen Kolben werden hauptsächlich bei Spritzpumpen angewendet und zeichnen

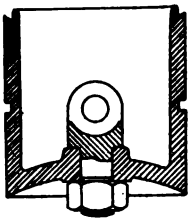


Fig. 153.

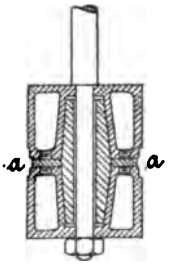


Fig. 154.

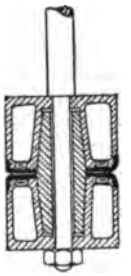


Fig. 155.

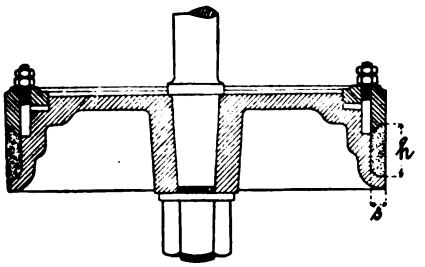


Fig. 156.

sich durch lange Dauer, geringe Reibung und sofortige Betriebsfertigkeit aus, sind aber schwierig herzustellen. Wenn der Kolben nach einigen Jahren undicht wird, so können, wie z. B. der von C. v. Bach für Dampffeuerspritzen entworfene Kolben von 100 mm Durchmesser zeigt (Fig. 154 und 155), nachträglich leicht Lederstulpen nach Entfernung der Holzscheibe a eingesetzt werden.

Die Kolben mit besonderer Dichtung finden die häufigste Verwendung und wird hierbei als Dichtungsmaterial benutzt: Hanf, Leder, Holz, Gummi, Leinwand, Filz, Metall.

Hanfdichtung (Fig. 156) eignet sich für kaltes und warmes Wasser, wird aber gewöhnlich nur für letzteres angewandt, da für kaltes

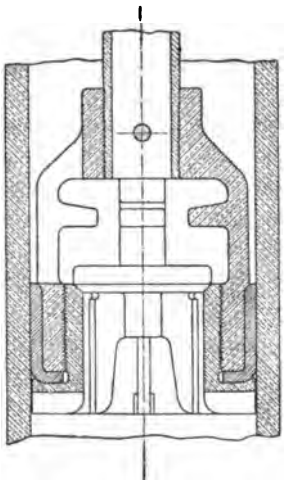


Fig. 159.

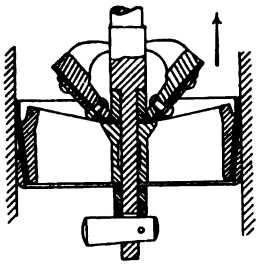


Fig. 157.

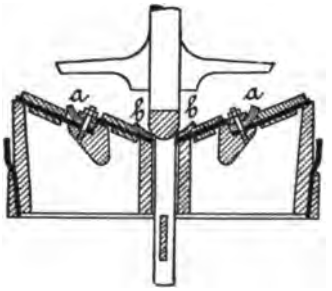
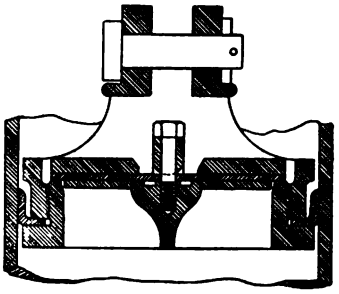


Fig. 158.

Fig. 161.



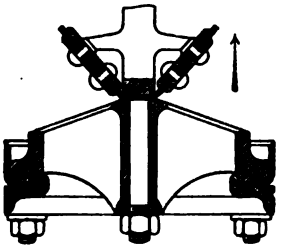


Fig. 160.

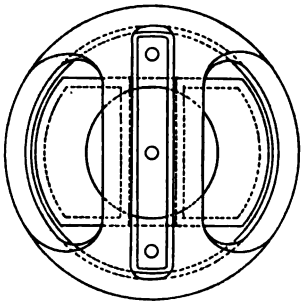


Fig. 162.

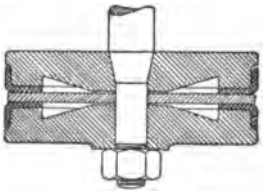


Fig 163.

Wasser Lederdichtung eine einfachere Anordnung gibt. Zur Hanfdichtung ist ein Hanfseil oder Lidertau zu verwenden, welches nachgepreßt werden kann. Nach C. v. Bach genügen für die mittlere Liderungshöhe h und die Liderungsdicke s die Werte

$$h = 4\sqrt{D}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 307$$

$$s = \sqrt{D}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 308$$

wenn D den Zylinderdurchmesser bezeichnet (Maße in mm).

Lederdichtung in Form von geraden oder gebogenen Stulpen (Fig. 157—163) oder Ringen aus 3 bis 5 mm dickem Leder eignet sich besonders für Wasser, dessen Temperatur 30° nicht überschreitet. Für saure Grubenwässer kann Leder nicht zur Verwendung kommen.

Bei der erstgenannten Art wird ein Lederring durch einen Ring von Schmiedeisen oder Kupfer gegen den Kolbenkörper mittelst Keilung gepreßt. Die Höhe der Liderung kann zu 8 bis 15 mm genommen werden. In der durch die Fig. 157 und 158 dargestellten Form erfolgt die Abdichtung nur bei der Bewegung nach dem Pfeil.

Die Liderung mit gebogenem Stulp kann einfach oder doppelt angeordnet werden (vergl. Fig. 159—163), je nachdem die Abdichtung nur nach einer oder nach zwei Seiten notwendig ist (einfach- und doppeltwirkende Pumpen). Die abdichtende Höhe kann an jedem Stulp zu 12 bis 20 mm genommen werden. Fig. 159 stellt einen Ventilkolben einer Rammrohrpumpe von 75 mm Durchm. der Eilenburger Maschinenfabrik dar.

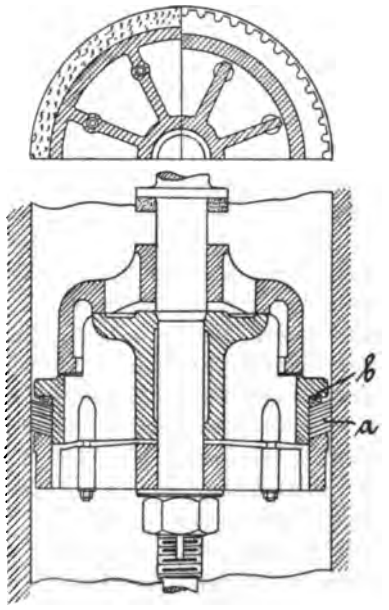


Fig. 164 u. 165.

Selten werden mehrere zusammengepreßte, 10 bis 30 mm breite Lederringe verwendet, die sich mit der Schnittfläche gegen die Zylinderwandung legen und nicht wie Stulpen durch den Flüssigkeitsdruck angepreßt werden. Um bei den Lederscheiben die selbsttätige Anpressung durch den Flüssigkeitsdruck doch zu erreichen, hat H. Stutzer die in Fig. 164 und 165 verdeutlichte Anordnung gewählt (erlosch. D.R.P. Kl. 59 Nr. 3139); über den Leder- oder Guttapercharingen a wird ein Gummiring b angebracht, der durch die auf dem Ventilkolben lastende Flüssigkeit gegen den Kolbenkörper gepreßt wird, während die Dichtungsringe sich unter dem Flüssigkeitsdruck gegen die Zylinderwand legen sollen. Es ist zweckmäßig, die Ringe, wie auch

Fig. 165 zeigt, schwach konisch zu formen, um ein besseres Anpressen zu erhalten, ferner die Ringe in einigen voneinander durch Schmiedeisenringe getrennten Lagen anzuordnen, deren jede etwa 30 bis 40 mm hoch ist.

Gummi (Kautschuk) wird in Form von Stulpen oder Ringen, jedoch nur selten, verwendet. Harte Kautschukringe, stramm über den Kolbenkörper geschoben und durch einen Ring mittelst Schrauben zusammengepreßt, haben sich für sandiges Wasser gut bewährt, während bei solchem sich Lederliderung stark abnutzt.

Leinwand und Filz werden als Streifen um den Kolbenkörper gewickelt, erstere auch in einzelnen, aus geteertem Segeltuch ausgeschnittenen Ringen um den Kolbenkörper gelegt und mittelst Schrauben oder Keil zusammengepreßt.

Holzliderung kommt bei Warmwasserpumpen häufig zur Verwendung und zwar in Form von einzelnen, zu einem Ring vereinigten Stücken aus Eichen-, Pappel- oder Ahornholz, die durch Kautschukringe oder Stahlfedern gegen den Zylinder gedrückt werden (vergl. den in Fig. 166 und 167 dargestellten Kolben von 280 mm Durchmesser). Eine Konstruktion von Corliss für Luftpumpenkolben gibt Radinger in seinem Buch über Dampfmaschinen etc. in den Vereinigten Staaten von Nordamerika, Wien 1878, an.

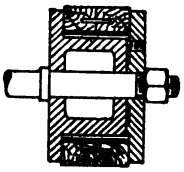


Fig. 166.

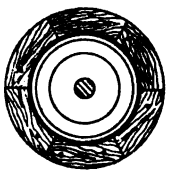


Fig. 167.

Die Metalldichtung findet in neuerer Zeit bei reinen Flüssigkeiten immer häufiger Anwendung, da das Metall so gewählt werden kann, daß es von der zu fördernden Flüssigkeit nicht angegriffen wird; andererseits ist ein Kolben mit Metalldichtung jederzeit, auch nach längerem Trockenliegen der Pumpe, betriebsfähig. Metalldichtung haben auch die bereits besprochenen eingeschliffenen Kolben. Besondere Dichtungsringe aus verschiedenen Metallen: Gußeisen, Schmiedeisen, Stahl, Rotguß, Weißguß sind bei den in Fig. 168—173 dargestellten Kolben angeordnet. Bei der Drahtliderung von Ramsbottom (vergl. Fig. 168) liegen 3 bis 5 Ringe übereinander in Rinnen, die Ringe sind 6 bis 10 mm hoch und 8 bis 13 mm dick und werden aus Schmiedeisen, Gußstahl, selten aus Rotguß angefertigt; sie werden aufgeschnitten und über den Kolbenkörper geschoben.

Schraubenringe aus Gußeisen, Bronze oder Rotguß kommen selten zur Verwendung. Dagegen werden häufig zwei federnde Ringe aus gehämmertem Gußeisen, Rotguß oder Phosphorbronze in Nuten des Kolbenkörpers (vergl. den in Fig. 169 abgebildeten Kolben von 380 mm Durchmesser, bei welchem Keile zur Nachstellung der Ringe vorhanden sind) angeordnet und die Stoßstellen gegeneinander versetzt. Fig. 172 zeigt

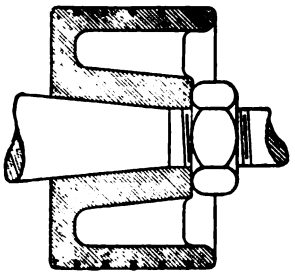


Fig. 168.

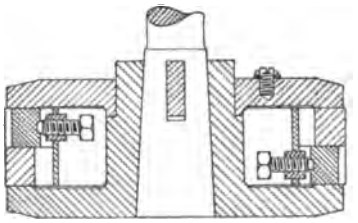


Fig. 169.

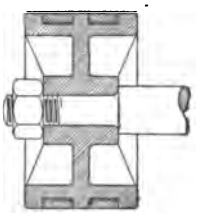


Fig. 172.

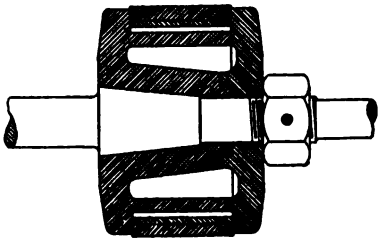
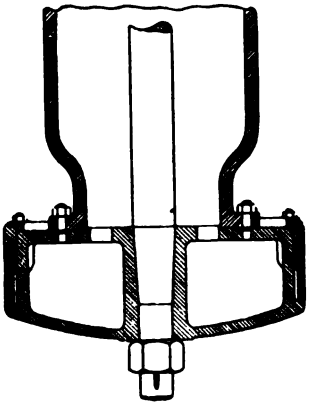


Fig. 173.

Fig. 170.



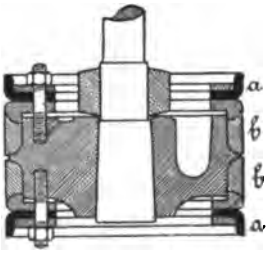


Fig. 174.

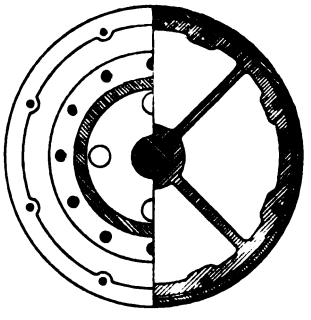


Fig. 171.

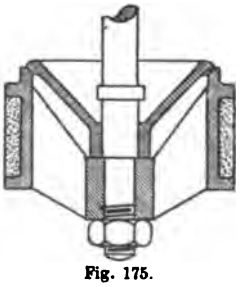


Fig. 175.

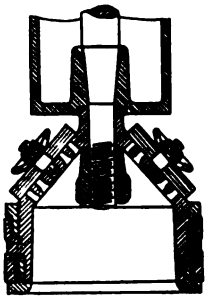


Fig. 176.

einen kleinen Kolben (130 mm Durchmesser) mit zwei gußeisernen Ringen. Solche Ringe werden meist ungleich stark und zwar an der Stoßstelle am schwächsten gemacht.

Als mittlere Abmessungen können angenommen werden:

Dicke an der stärksten Stelle $\frac{D}{25}$,

Dicke an der schwächsten Stelle $\frac{D}{30}$,

Höhe eines Ringes $\frac{D}{15}$.

Ringe aus Phosphorbronze sind dauerhafter als solche aus Gußeisen, jedoch zeigen sie den Übelstand, daß sie sich, wenn dünn geschliffen, leicht zwischen Kolben und Zylinderwand einklemmen, wenn sie infolge von Abnutzung aus den Kolbennuten treten, während Gußeisenringe in diesem, allerdings möglichst zu verhütenden, Falle abbrechen und keine weitere Beschädigung der Pumpe hervorrufen.

Besondere Federringe, welche die eigentlichen Dichtungsringe anpressen, oder Vorrichtungen, durch welche letztere nachgestellt werden können, finden sich bei Pumpen seltener und zwar meist nur bei Bronzeringen in Anwendung. Beispiele geben die in Fig. 169, 170 und 171 dargestellten Kolben, sowie der in Fig. 173 abgebildete Kolben (von 180 mm Durchmesser), der Bronzeringe hat.

Für die Wahl des Materials der Ringe ist es im allgemeinen zweckmäßig, letztere weicher herzustellen als die Zylinderwand, um die Abnutzung an den auswechselbaren Ringen zu erhalten.

Wenn bei wagrechten Zylindern größerer Abmessung das Gewicht des Kolbens durch die Liderung auf den Zylinder übertragen, also dieses Gewicht nicht auf andere Weise aufgenommen wird, so müssen die Liderungsringe gegen den Kolbenkörper sich stützen, was durch Vermittlung der Stellvorrichtungen geschehen kann.

Gemischte Liderungen werden selten angewendet; sie bestehen in Lederstulpen, hinter welchen ein Hanfzopf angeordnet wird, der nachgezogen werden kann, oder es sind, wie Fig. 174 zeigt, Lederstulpen a und dazwischen nachstellbare Hanfzöpfe b angeordnet. Metallringe mit dahinterliegender Hanfpackung werden angewandt, um die Metalldichtung tragend zu machen, so daß bei wagrechter Anordnung das Gewicht des Kolbens vom Zylinder aufgenommen werden kann; da jedoch Hanfpackung allmählich ihre Elastizität verliert, so werden dafür besser, wie schon erwähnt, besondere Tragfedern zwischen Dichtungsring und Kolbenkörper eingeschaltet.

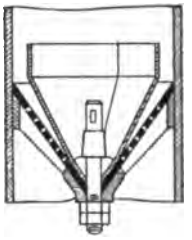
Die durchbrochenen Scheibenkolben werden je nach der Art der zu fördernden Flüssigkeit mit Metallventilen (Fig. 159, 165 und

175), Lederklappen (Fig. 157, 158, 160 bis 162), Gummiklappen (Fig. 176) versehen. Eine gedrungene Konstruktion eines solchen Kolbens von 75 mm Durchmesser einer Tiefbrunnenpumpe von Monski in Eilenburg zeigt auch Fig. 159.

Für sandiges Wasser empfiehlt sich auch der von Letestu angegebene, in Fig. 177 und 178 dargestellte Kolben, dessen Körper aus Eisen oder Kupferblech gebildet wird; im ersteren Falle wird der gußeiserne durchbrochene Kegel noch mit einem gelochten Blechkegel bedeckt. Zwei eingeklemmte Lederplatten bilden das Ventil; sie legen sich unter abwärts gerichtetem Flüssigkeitsdruck dicht gegen den rostförmigen Sitz und falten sich zusammen, wenn der Kolben nach abwärts geht.

Die Höhe eines Scheibenkolbens ergibt sich aus der notwendigen Packungshöhe, für welche nach C. v. Bach $h = 4\sqrt{D}$ gesetzt werden kann (h und D in mm); für die Wanddicken des Kolbenkörpers ist der auf diesem lastende Druck maßgebend.

Fig. 177.



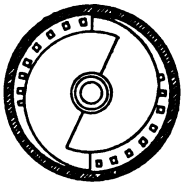


Fig. 178.

Tauchkolben werden gleichfalls gewöhnlich aus Gußeisen angefertigt und zwar von etwa 100 mm Durchmesser an hohl. Seltener kommt Bronze, Bessemer- oder Gußstahl zur Verwendung, für kleinere Kolben wohl auch Schmiedeisen. Zur Vermeidung des Rostens werden auch Tauchkolben angewendet, welche mit einem etwa 3 mm starken Kupferrohr ohne Lötnaht überzogen sind. Hohle Kolben werden vielfach an einer oder beiden Seiten offen hergestellt und dann durch besondere eingekittete, mit Kupfer verstemmte oder angeschraubte Bodenstücke geschlossen (Fig. 179—186). Im letzteren Falle sind die Schrauben oder Muttern aus nicht rostendem Metall herzustellen, um sie wieder lösen zu können. Hohle Kolben von großem Durchmesser werden mit inneren Versteifungsrippen versehen. Dasselbe geschieht auch bei hohlen Kolben aus Bronze, wenn sie wegen des teueren Materiales verhältnismäßig geringe Wandstärke erhalten (vergl. Fig. 183).

Auf eine gute Konstruktion für Tauchkolben hat W. Voit in München einen Gebrauchsmusterschutz (Nr. 44400) erhalten. Dieser in Fig. 190 dargestellte Kolben besteht aus zwei gußeisernen Deckeln und einem zwischen beiden angeordneten nahtlosen Bronze- oder Messingrohr. Zweckmäßig dürfte hierbei das Rohr, um den Kolben dicht zu erhalten, auf die Deckel warm aufgezogen und dann erst fertig gedreht werden. Diese Konstruktion ermöglicht einen verhältnismäßig leichten Ersatz des der Abnutzung unterworfenen Kolbenrohrs. Die gleiche Konstruktion

beschreibt übrigens auch Philip R. Björling in seinem Werke Pumps and Pump Motors (London 1895).

Formen von Kolben, welche in einem Stück hergestellt sind, zeigen die Fig. 187—189 und 191—195. Bei kleineren Kolben werden dann auch wohl die zur Lagerung des Kernes nötigen Löcher nachträglich durch Gewindestücke geschlossen (Fig. 188 und 189). In Fig. 192 und 193 ist der massive Kolben einer Preßpumpe für hohen Druck dargestellt.

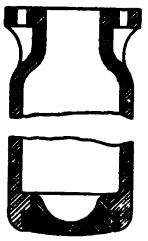


Fig. 179.

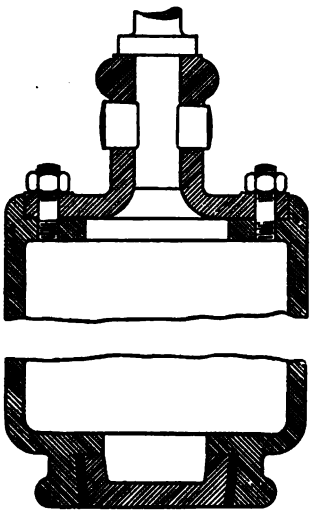


Fig. 180.

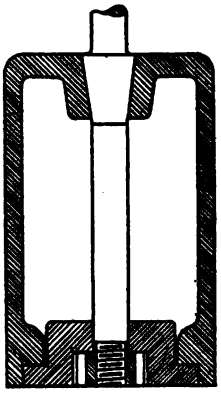


Fig. 181.

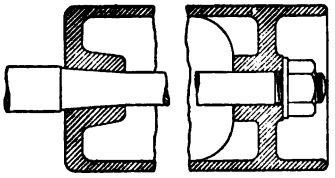


Fig. 182.

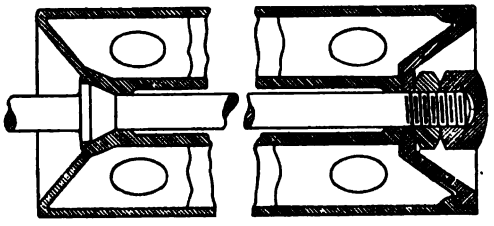


Fig. 183

Die Tauchkolben werden glatt abgedreht und in Stopfbüchsen geführt, welche meist mit Leder in Stulpform oder mit Hanf gedichtet sind; es ist auch manchmal genügend, nur einen Metallring zur Führung und Dichtung anzuordnen und geschieht dies, wenn der Taucher in zwei unmittelbar aneinander stoßenden, nur durch eine Wand getrennten Zylindern arbeitet.

Bei hohen Drucken und Anwendung von Tauchkolben bedeutenderer Abmessungen erscheint es empfehlenswert, die den Kolben fassende Kolben-

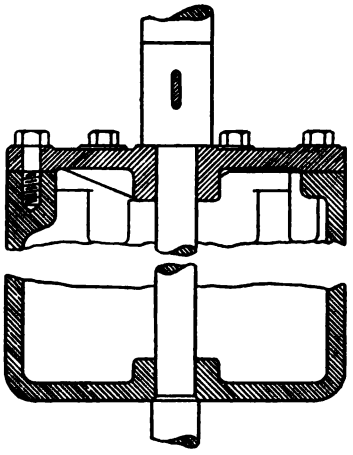


Fig. 184.

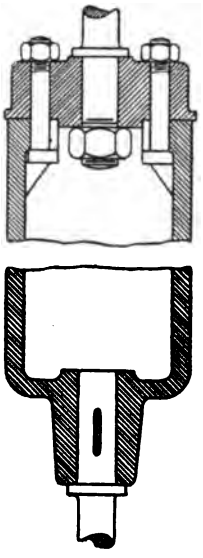


Fig. 185.

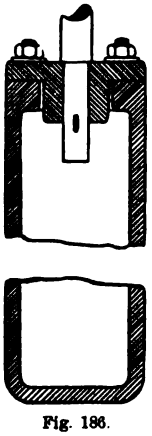


Fig. 186.

Fig. 187.

Fig. 188.

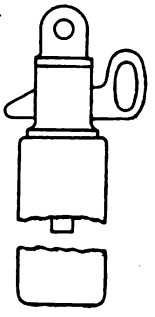


Fig. 189.

stange gegen ersteren abzudichten. Eine gute Konstruktion Riedlers für einen Kolben von 210 mm Durchmesser ist in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1892 S. 479 angegeben. Es ist hier unter der Kolbenstangenmutter eine Ledermanschette angeordnet.

Durchbrochene Tauchkolben kommen nur selten zur Anwendung und werden dann gewöhnlich mit Kegel- oder Kugelventilen ausgerüstet.

Die Wandstärke s der Tauchkolben muß entsprechend der Beanspruchung durch äußeren Druck berechnet werden; hierzu ist die Formel von C. v. Bach brauchbar, welche lautet

$$s = \frac{1}{2}\left[1 - \sqrt{1 - 1{,}7\,\frac{p_a}{k}}\right] D \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 309$$

Hierbei bedeutet p_a den im Zylinder herrschenden größten Druck und k die zulässige Beanspruchung des Materials auf Druck, beides in kg/qcm.

Es kann für

Gußeisen, Bronze, Schmiedeeisen $k = 600$

Stahlguß $k = 900$

genommen werden.

Die Gleichung 309 ergibt folgende Werte für $\frac{s}{D}$:

$p_a =$	2	5	10	20	30	40	50
$k = 600$	0,0014	0,0036	0,0071	0,0144	0,0222	0,0292	0,0363
$k = 900$	0,0010	0,0024	0,0048	0,0095	0,0144	0,0192	0,0242

Um bei hohlen gegossenen Kolben einer etwa möglichen Versetzung des Kernes Rechnung zu tragen, ist es zweckmäßig, den aus Gleich. 309 berechneten Wert um 2 bis 5 mm zu vergrößern. Rücksichten auf die Herstellung können insbesondere bei kleinen Kolben gleichfalls eine beträchtliche Vergrößerung des berechneten Wertes erfordern.

Die angegossenen Böden der Tauchkolben werden zur Erhöhung ihrer Festigkeit gewölbt. Die Wanddicke ist dabei etwas größer als s zu nehmen.

Für unreines, sandiges Wasser eignen sich Tauchkolben besser als Scheibenkolben, da die Dichtung schnell angegriffen wird und bei letzteren weniger leicht ersetzt werden kann als die der leicht zugänglichen Stopfbüchsen. Wenn es möglich ist, so werden bei wagerechter Anordnung die Tauchkolben nur so schwer gemacht, daß sie in der Flüssigkeit schwimmen, dann wird der einseitige Verschleiß der Stopfbüchse durch die Reibung nahezu vermieden.

Die Kolbenstange wird gewöhnlich aus Schmiedeisen oder Stahl hergestellt und in geeigneter Weise gerade geführt; sie ist für die in ihr

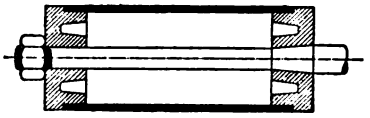


Fig. 190.

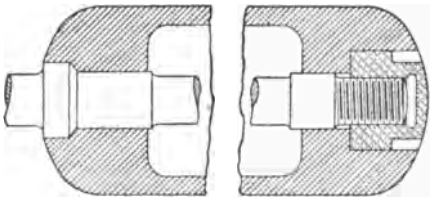


Fig. 191.

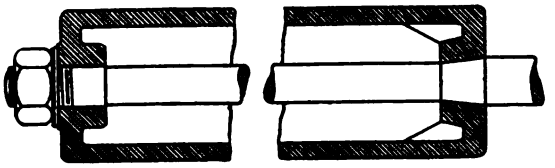


Fig. 194.

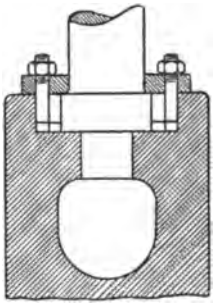


Fig. 193.

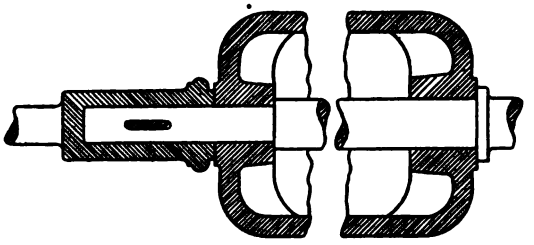


Fig. 195.

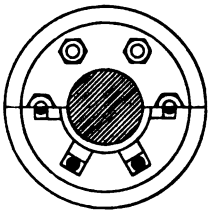


Fig. 192.

auftretenden Zug- und Druckkräfte zu berechnen. Bei liegenden Pumpen kann auch das Gewicht und die außer Mittel wirkende Reibung eine zu berücksichtigende Biegungsspannung hervorrufen. Bei Geradführung der Stange durch Büchsen tritt gleichfalls eine Biegungsbeanspruchung auf. Es wird jedoch in den meisten Fällen genügen, die Stange auf Zerknickung mit 10 bis 20facher und auf Zug mit 15facher Sicherheit zu berechnen und den größeren Wert von beiden Ergebnissen zu nehmen.

Die Befestigung der Kolbenstange an dem Kolbenkörper kann durch Keilverbindung oder Verschraubung geschehen; Beispiele hierfür zeigen die bereits besprochenen Figuren. Die Befestigungsmuttern sind, wenn Rosten vermieden werden soll, aus einer Kupferlegierung herzustellen; sie sind ferner gegen unbeabsichtigtes Lösen geeignet zu sichern. Bei liegenden Zylindern von großen Abmessungen wird die Kolbenstange zweckmäßig so angeordnet, daß sie beiderseitig die Zylinderdeckel durchdringt und außer-

halb der Stopfbüchsen geführt wird, um die Biegungsbeanspruchung der Stange durch das Kolbengewicht möglichst gering zu erhalten und dadurch das einseitige Ausschleifen des Zylinders zu verhüten.

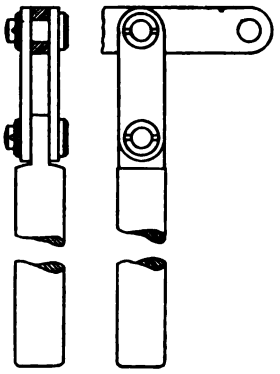


Fig. 196. Fig. 197.

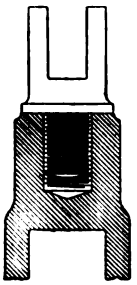


Fig. 198.

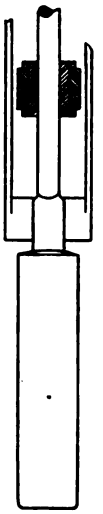


Fig. 199.

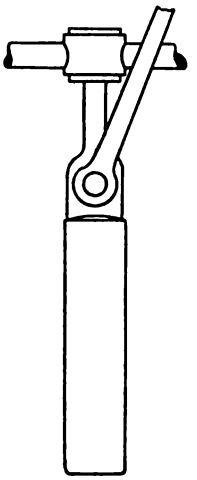


Fig. 200.

Fig. 201.

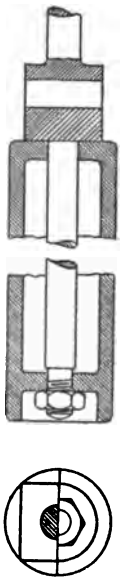


Fig. 202.

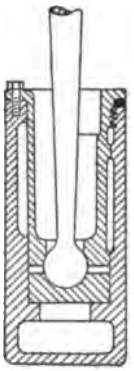


Fig. 205.

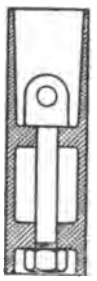


Fig. 203.

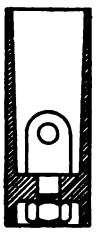


Fig. 204.

Die Kolbenstange ist mit einer Geradführung zu versehen, und kann der Antrieb in verschiedener Weise erfolgen. Bei Handbetrieb kann die Stange unmittelbar mit einem Griff versehen werden, mittelst dessen sie

hin und her bewegt wird, oder es wird die Stange mit einem Handhebel oder einer Handkurbel durch eine schwingende Treibstange gelenkig verbunden. Bei durch Maschinenkraft bewegten Gestängepumpen fällt vielfach die eigentliche Kolbenstange weg, und es wird der Kolben unmittelbar an dem treibenden Gestänge befestigt. Bei den Pumpen mit Kurbel- oder Schwunghebelantrieb wird zwischen Kurbel, bezw. Hebel und Kolbenstange eine Treibstange gelenkig eingeschaltet; es kann letztere auch unmittelbar am Kolben angreifen, so daß dieser mit einem Gelenk versehen wird und die Kolbenstange gänzlich wegfällt.

Die Fig. 196 und 197 zeigen z. B. die gebräuchliche Einrichtung zum Betrieb des Kolbens von einem Handhebel aus.

Greift die schwingende Treibstange an dem Kolben unmittelbar an, so wird das Gelenkauge entweder am Ende des letzteren angebracht (vergl. Fig. 198 bis 202) oder, um an Höhe bezw. Länge zu sparen, in dem Innern des hierzu offen gestalteten Kolbens befestigt, wie die Fig. 203 und 204 verdeutlichen. Die letztere Anordnung leidet an dem Übelstande, daß die Befestigungsstelle schwer dicht zu halten ist, und eine kleine Ungenauigkeit in der Verbindung des Kolbens mit der Treibstange und dieser mit der treibenden Kurbel leicht ein Klemmen und starke Abnutzung in den Gelenken hervorruft. Es ist daher zweckmäßiger, das in Fig. 205 dargestellte Kugelgelenk anzuordnen, bei welchem der obere eingeschraubte oder durch Stiftschrauben befestigte Lagerteil aus einer Kupferlegierung anzufertigen ist.

20. Stopfbüchsen.

Zur Abdichtung der Kolbenstangen und der Tauchkolben sind an den Pumpenzylindern Stopfbüchsen anzubringen, welche mit Hanf-, Baumwoll-, Leder- oder Metallpackung versehen werden.

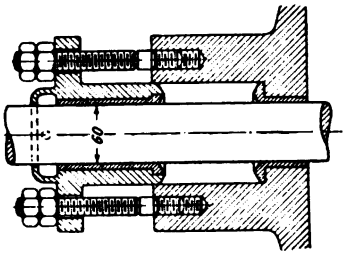


Fig. 206.

Fig. 206, Stopfbüchse für Hanf- oder Baumwollpackung[1]). Das Material kommt in geflochtenen Zöpfen oder Schnüren, welche mit geschmolzenem Talg getränkt sind, zur Verwendung. Diese werden entweder in spiralförmigen Lagen oder als mehrere an den Enden stumpf gestoßene Ringe in den Packungsraum eingebracht und mit der Stopfbüchsenbrille, die mit Schrauben angezogen wird, zusammengepreßt. Die Kolbenstange wird im Pumpenkörper durch die Grundbüchse aus Rotguß geführt; kleine Brillen werden ebenfalls aus

[1]) C. Bach, Die Maschinenelemente.

Rotguß, größere aus Gußeisen mit Rotgußfutter gefertigt. In der Regel werden zwei oder drei Schrauben angeordnet. Damit bei nicht ganz gleichmäßigem Anziehen der Schrauben kein Klemmen zwischen Stange und Brille

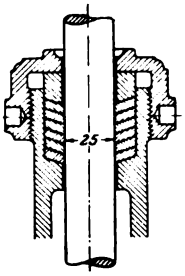


Fig. 207.

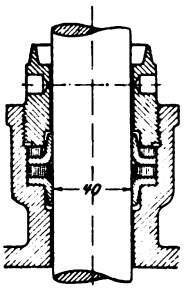


Fig. 208.

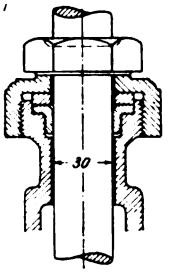


Fig. 209.

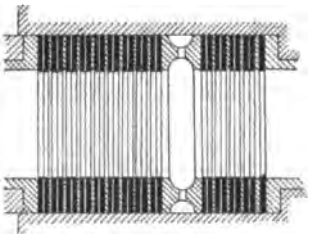
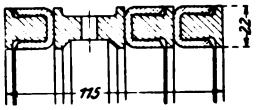


Fig. 210.

Fig. 211.



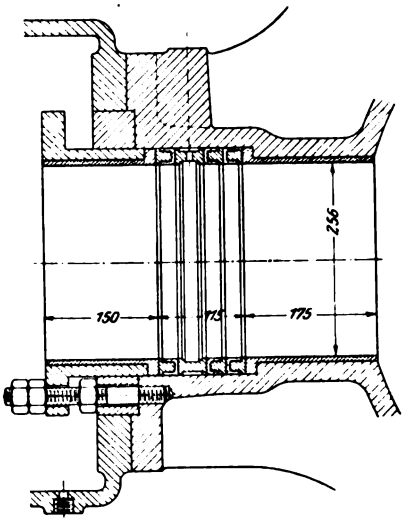


Fig. 212.

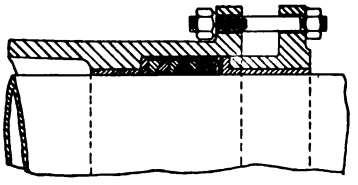


Fig. 213.

eintritt, ist die Bohrung der Brille etwas größer als der Stangendurchmesser zu machen. An großen Stopfbüchsen wird häufig eine Vorrichtung mit Zahnrädergetriebe angebracht, durch welche ein gleichmäßiges Anziehen aller Muttern bewirkt wird (siehe Taf. IX).

Fig. 207, 208 u. 209, Stopfbüchse mit Lederdichtung[1]). Diese Packungsart eignet sich für hohen Druck am besten, jedoch nur bei kalten Flüssigkeiten, die das Leder nicht angreifen. Fig. 207 Ausführung mit Lederscheiben, Fig. 208 und 209 mit Lederstulp. Die beiden ersteren Konstruktionen eignen sich zur Abdichtung gegen inneren und äußeren, die letztere nur gegen inneren Überdruck.

Fig. 210, Konstruktion der Aktiengesellschaft Wilhelmshütte in Schlesien. Die Packung besteht aus Lederscheiben in doppelter Lage, die durch 4 mm dicke Metallscheiben voneinander getrennt sind. Letztere haben einen 2 mm größeren inneren Durchmesser als die Lederringe, deren Breite etwa 35 mm beträgt. In die Packung ist ein Ring eingelegt, in dessen Hohlraum Schmiermaterial hineingepreßt wird.

Fig. 211 u. 212, Konstruktion von Weise & Monski, Halle a. S. Die Abdichtung gegen äußeren Überdruck erfolgt durch eine, diejenige gegen inneren durch zwei Ledermanschetten, welche gegeneinander durch eingelegte Rotgußringe abgestützt sind. Für die Zuführung von Schmiermaterial ist ein Schmierring vorgesehen.

Fig. 213, Stopfbüchse mit Metallpackung. Metallpackungen sind nur für reines, hauptsächlich sandfreies Wasser geeignet. Die dargestellte Konstruktion besteht aus drei Rotgußringen mit äußeren, und drei Weißmetallringen mit inneren eingedrehten Nuten. Jeder Ring ist in drei Teile geschnitten. Infolge der beim Anziehen entstehenden Keilwirkung pressen sich die erstgenannten Ringe gegen die Stopfbüchsenwandung, die letzteren gegen den Tauchkolben. Bei der Druckwirkung desselben füllen sich die eingedrehten Nuten mit Wasser, wobei jedoch die Pressung in denselben gegen das äußere Stopfbüchsenende zu abnimmt. Bevor das Wasser nun an letzterem austreten kann, erfolgt die Saugwirkung, so daß das Wasser aus den Nuten wieder zurück in den Zylinder fließt. Es ist damit eine gute Abdichtung erzielt und verhindert, daß Luft durch die Stopfbüchse in den Zylinder treten kann. Um das Anziehen sanft zu erhalten, ist noch ein geflochtener vierkantiger Hanfring eingelegt.

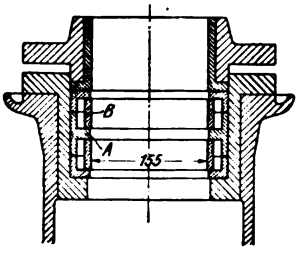


Fig. 214.

Fig. 214, Konstruktion von Gebr. Meer, M.-Gladbach. Die Metallpackung zur Abdichtung von Tauchkolben besteht aus Bronzeringen A, zwischen welche geschlossene, sauber auftuschierte Bronzeringe B eingelegt sind. Die einander berührenden Stirnflächen der Ringe sind sorgfältig aufeinander aufgeschliffen. Die ganze Packung wird durch eine Brille mit Rotgußfutter zusammengehalten.

[1]) C. Bach, Die Maschinenelemente.

Fig. 215, innenliegende Stopfbüchse für doppeltwirkende Pumpen, Konstruktion der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. C. Louis Strube in Magdeburg-Buckau. Kleine Dampfpumpen, welche auf eine Höhe zu fördern haben, bei welcher die Abdichtung des Scheibenkolbens durch federnde Ringe nicht mehr genügt, erhalten häufig einen Tauchkolben mit innenliegender, von außen durch eine Schraube anziehbarer Stopfbüchse

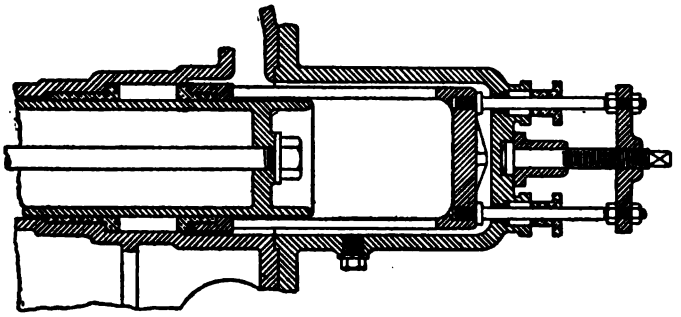


Fig. 215.

von der durch Fig. 215 dargestellten oder einer ähnlichen Ausführung. Da eine Undichtheit der innenliegenden Stopfbüchse, also die Notwendigkeit des Nachziehens von außen nicht zu erkennen ist, und der Wärter durch die Vorrichtung in Versuchung kommt, hierin zu viel zu tun, so wird auch auf die Nachstellbarkeit von außen ganz verzichtet (s. Fig. 345, Konstruktion von Weise & Monski, Halle a. S.).

Fig. 216, Konstruktion von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal. Die Anordnung von zwei gegeneinander gekehrten Stopfbüchsen bei doppeltwirkenden Pumpen hat den Nachteil großer Baulänge und des Reibungswiderstandes der doppelten Dichtung. Bei der von der genannten Firma konstruierten sogen. Unastopfbüchse (Fig. 216) gleitet der Plunger in einem Metallzylinder. Dieser ist in den oberen Pumpenzylinder hineingesteckt und mit Gummischnur abgedichtet, mit seinem unteren Ende ragt er in den Packungsraum der unteren Stopfbüchse hinein. Das Anziehen der Hanf- und Baumwollpackung geschieht durch eine Brille, welche über den Metallzylinder geschoben und durch einen vorgeschraubten schmiedeisernen Ring mit diesem verbunden ist. Der Vorteil der Konstruktion besteht darin, daß nur die eine der beiden Dichtungen Reibung verursacht und der Abnützung unterliegt, daß durch den Wegfall der oberen Stopfbüchse die Baulänge der Pumpe kleiner ist, und daß der Plunger

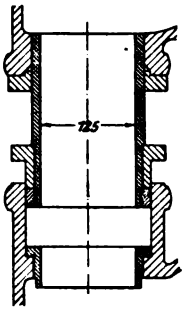


Fig. 216.

nicht mit der Brille in Berührung ist, daß also keine Reibung und Riefenbildung durch Schiefziehen der Brille entstehen kann.

Fig. 217, Konstruktion von A. Borsig in Tegel b. Berlin. Die

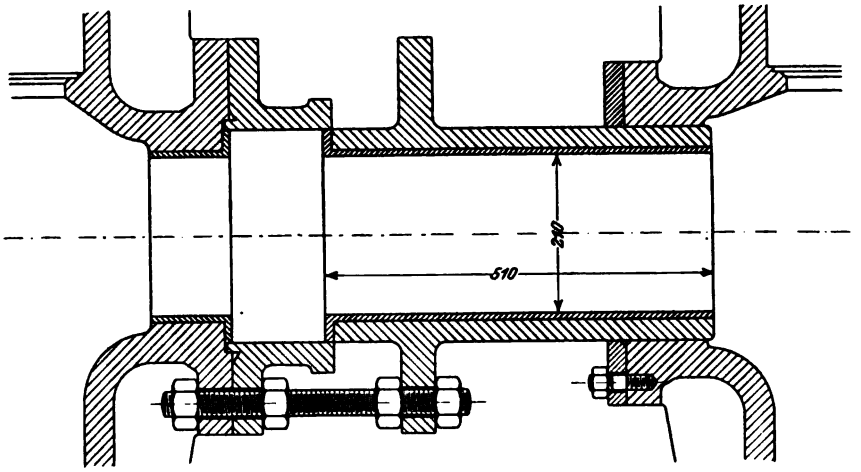


Fig. 217.

in dieser Figur dargestellte Konstruktion erreicht den gleichen Zweck wie die vorgenannte in etwas anderer Ausführung für große liegende Pumpen.

Kolben- und Stopfbüchsenreibung.

Zur Überwindung der Kolben- und Stopfbüchsenreibung ist an der Kolbenstange eine Kraft R in kg aufzuwenden, welche sich in folgender Weise bestimmt:

Wird der Flüssigkeitsdruck auf 1 qcm mit p bezeichnet, so ist die Pressung auf eine Zylinderfläche vom Durchmesser D in cm und der Höhe a in cm gleich $\pi D a p$; bezeichnet f die Reibungsvorzahl, so ist also

$$R = f \pi D a p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 310$$

bei Leder- und Metalldichtung, wenn die Flüssigkeit den Leder- bezieh. Metallring gegen die Zylinderwandung preßt. Für die Lederstopfbüchse eines Tauchkolbens oder einer Kolbenstange gilt dieselbe Formel, nur ist bei letzterer statt D der Durchmesser der Stange d zu setzen.

Gollner (vergl. Technische Blätter 1884 S. 104) setzt richtiger

$$R = f \pi D a p + r, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 311$$

wobei r die Reibung des Leerganges, also den Reibungswiderstand für p = Null bedeutet. Siehe hierüber C. Bach, Zeitschrift des Ver. d. Ing. 1886, S. 155.

Der Wert der Reibungsvorzahl f hängt von dem Material der Reibungsflächen, deren Glättezustand und der etwa vorhandenen Schmierung

ab und ist somit genau nicht zu bestimmen. Die bekannt gewordenen Werte weichen leider voneinander bedeutend ab. Morin fand für Leder auf Gußeisen mit Schmierung $f = 0{,}23—0{,}28$ und ohne Schmierung $f = 0{,}36$. Marié (Zeitschr. des Vereines deutscher Ingenieure 1881 S. 680) ermittelte bedeutend kleinere Zahlen, nämlich $f = 0{,}0049$ bis 0,0017 bei Pressungen von $p = 10$ bis 600 kg/qcm. Im Praktischen Maschinenkonstrukteur 1879 S. 381 werden gleichfalls viel kleinere Werte angegeben. Jenny fand für einen gußeisernen Kolben von 252,5 mm Durchmesser $f = 0{,}2$, für einen mit Bronze überzogenen Kolben von 300 mm Durchmesser nach vorhergegangener sorgfältiger Einfettung $f = 0{,}09$. Gollner (a. a. O.) erhielt bei seinen Versuchen an einer Festigkeits-Probiermaschine den Mittelwert $f = 0{,}072$ bei mit Öl eingefetteter Kolbenstange.

Die starken Abweichungen der gegebenen Werte von f erklären sich durch den Zustand der reibenden Flächen; sind diese durch eine Schicht Schmiermaterial getrennt, so ist f sehr klein, fehlt diese, so wächst f sehr rasch.

Es sei noch erwähnt, daß Hick und Thurston den Reibungswiderstand R unabhängig von der Breite a der Abdichtung setzen; jedoch erscheint es, so lange die in dieser Frage herrschende Unsicherheit durch genaue und umfassende Versuche nicht gehoben ist, zweckmäßiger, die Formel 310 zu benutzen und folgende Mittelwerte zu nehmen:

für Leder auf Gußeisen, unter Schmierung $f = 0{,}1$ bis 0,15,
„ „ „ „ keine „ $f = 0{,}2$,
„ Metalldichtung $f \sim 0{,}1$,

Die Reibung von Liderungen, die nur durch ihre eigene Elastizität abdichten, wie die Hanfdichtung, hängt von dem Drucke ab, mit dem die Liderung gepreßt wird. Auch hier fehlen genauere Angaben. Nach Morin ist der Reibungswiderstand für die Hanfliderung

$$R = f' D p \quad \ldots\ldots\ldots \quad 312$$

zu setzen, wobei für p die in vorhergehendem angegebenen Werte zu nehmen sind; die Reibungsvorzahl f′ soll nach Morin

für Hanf auf Messing $= 0{,}007$,
„ „ „ Gußeisen $= 0{,}015$

genommen werden.

21. Ventile.

a) Allgemeines.

Die Konstruktion der Ventile muß folgende Bedingungen erfüllen:

1. Das Ventil muß in geschlossenem Zustand gut abdichten, um ein Rücktreten der Flüssigkeit zu verhindern.

2. Die Führung des Ventils muß derart sein, daß ein Klemmen und Hängenbleiben des Ventils dauernd ausgeschlossen ist und das Ventil stets in der richtigen Weise auf seinen Sitz trifft.
3. Der Durchgangswiderstand des geöffneten Ventils soll gering sein.
4. Das Ventil muß sich ohne Schlag schließen.

Die erste Forderung des dichten Abschlusses verlangt ein der Art und Temperatur der zu fördernden Flüssigkeit, sowie dem auf dem Ventil lastenden Druck entsprechendes Material der Dichtungsflächen des Ventils und Ventilsitzes. Bei Hub- und Klappenventilen sind für vollkommen reines Wasser metallische Sitzflächen zweckmäßig und es wird die Anordnung solcher notwendig, wenn heiße Flüssigkeiten zu fördern sind; welches Metall im besonderen Fall zu wählen ist, hängt von der chemischen Einwirkung der Flüssigkeit ab. Bei sauren Grubenwassern, wie sie im Bergbau zu fördern sind, kann Gußeisen nicht verwendet werden, da es schnell zerfressen wird. Dagegen haben sich in solchen Fällen Kupferlegierungen (Bronze, Messing, Rotguß) und Hartblei bewährt. Die metallischen Dichtungsflächen sind sehr sorgfältig zu bearbeiten und aufeinander aufzuschleifen. Kautschuk, Hartgummi, Leder, Holz kommen für die Dichtungsflächen in Betracht, wenn unreine, schlammige, sandige Flüssigkeiten zu fördern sind, oder der Schlag, welcher beim Auftreffen des Ventils auf den Sitz entstehen kann, durch elastische Mittel gemildert werden soll. Kautschuk kann nur bei geringen Pressungen, Hartgummi dagegen auch bei größeren Verwendung finden.

Leder ist nur für kalte Flüssigkeiten geeignet. Bei Pumpen, welche oft längere Zeit stillstehen, aber jederzeit betriebsfähig sein müssen, ist dafür zu sorgen, daß die Lederdichtung nicht austrocknen und hart werden kann.

Bei der Anwendung von Kautschuk ist zu beachten, daß dieses Material nur dann elastisch ist, wenn es sich ausdehnen kann; wird Kautschuk z. B. in dem Ventilsitz in der Weise angeordnet, daß er beim Auftreffen des Ventils nicht nach der Seite ausweichen kann, so erfolgt der Stoß unelastisch. Kautschukplatten werden vielfach zur Bildung von Klappen benutzt und zwar mit und ohne Hanfeinlage; letzteres, wenn die Klappen sich um eine kreisförmige Kante aufbiegen sollen. Kautschuk eignet sich auch für warmes aber nicht für kochendes Wasser, da er in letzterem Fall weich wird. Der Kautschuk verliert allmählich seine Biegsamkeit und wird selbst in kaltem Wasser mit der Zeit hart und brüchig, es ist deshalb nur bestes Material zu verwenden, wenn längere Haltbarkeit erzielt werden soll.

Die Dichtungsfläche soll, damit der Öffnungsdruck des Ventils möglichst klein wird, nur so breit sein, als notwendig ist, um die Abdichtung mit Sicherheit zu gewährleisten. Bei Pumpen mit großer Druckhöhe ist

für ihre Breite die Flächenpressung maßgebend. Diese kann bei ruhigem Aufsitzen der Ventile betragen

für	Rotguß	bis 150	kg/qcm,
„	Phosphorbronze	„ 200	„
„	Gußeisen	„ 80	„
„	Hartgummi oder Leder	„ 50	„

Bei Schieberventilen kommen nur metallische Dichtungsflächen in Betracht.

Die Ventile müssen leicht zugänglich sein, um nötigenfalls die Dichtungsfläche reinigen, ausbessern oder ersetzen zu können.

Der Ventilsitz wird entweder von dem entsprechend bearbeiteten Pumpenkörper selbst gebildet, oder als besonderer Konstruktionsteil im Ventilkasten befestigt. Die Art und Weise wie dies erfolgt, ist bei den nachstehenden Beispielen von Ventilkonstruktionen besprochen.

Die zweite Forderung einer zuverlässigen Führung des Ventils kommt hauptsächlich bei Hubventilen in Betracht. Man hat Stiftführung und Rippenführung zu unterscheiden, wie die folgenden Beispiele zeigen. Es ist anzustreben, daß das Ventil nicht der Einwirkung eines zu seiner Bewegungsrichtung seitlich gerichteten Wasserstroms unterliegt. Ist dies nicht ganz zu vermeiden, so ist die Führung reichlich lang zu wählen, ebenso müssen die aufeinander gleitenden Flächen mit Rücksicht auf die Abnützung möglichst groß sein. Damit die Pufferwirkung des Wassers, durch welche der Schlag beim Ventilschluß verhindert wird, sich geltend macht, muß durch die Führung bewirkt werden, daß die Ebene der Ventilplatte bei ihrer Bewegung gegen die Sitzfläche parallel zu dieser Fläche ist, so daß das Wasser nicht einseitig durch den Spalt am Umfang der Ventilplatte abströmt.

Die dritte Forderung eines geringen Durchgangswiderstandes des geöffneten Ventils verlangt neben einer den Arbeitsverhältnissen der Pumpe entsprechenden Wahl der Größe des Ventils reichliche Bemessung des Durchgangsquerschnitts zwischen Ventil und Ventilkasten, bezw. zwischen den einzelnen Ventilplatten, und eine Ventilbelastung, die nicht größer ist, als die Ruhe des Ventilschlusses bedingt.

Die vierte Forderung eines ruhigen Ventilschlusses ist durch richtige Wahl der Ventilbelastung, welche sich aus dem Gewicht des Ventils im Wasser und dem Druck einer etwa vorhandenen Belastungsfeder zusammensetzt, zu erfüllen. Ventile von Pumpen mit großer Hubzahl müssen möglichst leicht ausgeführt werden, damit die auf Verzögerung des Ventilschlusses hinwirkende Massenkraft des Ventils möglichst klein wird. Die nötige Ventilbelastung ist alsdann durch eine entsprechend starke Feder zu erzielen.

b) Hubventile.

Die Hubventile können mit ebener, kegel- oder kugelförmiger Sitzfläche ausgeführt sein, ferner mit einer, zwei oder mehr Spaltöffnungen. Die gesamte Ventileinrichtung kann hierbei aus einem oder aus mehreren Ventilen bestehen. Hiernach ergibt sich folgende Einteilung:

Einfache Ventile.

Einspaltige Ventile.	Mehrspaltige oder Ringventile.	
Mit ebener Sitzfläche, Tellerventile	Mit einem Ring	mit ebenen oder kegelförmigen Sitzflächen.
mit kegelförmiger Sitzfläche, Kegelventile	mit mehreren konzentrischen durch Rippen miteinander verbundenen Ringen	
mit kugelförmiger Sitzfläche, Kugelventile		

Mehrfache Ventile.

Mehrere Teller-, Kegel- oder Ringventile gleicher Konstruktion auf gemeinschaftlichem Sitz, sogen. Gruppenventile.

Mehrere konzentrische, voneinander unabhängig spielende Ringe in einer Ebene.

Mehrere Ringe von gleichem oder verschiedenem Durchmesser in verschiedenen Ebenen, sogen. Etagenventile.

Einfache Ventile.

Tellerventile.

Fig. 218 u. 219. Tellerventil mit metallischen Dichtungsflächen und unterer Rippenführung[1]). Ventil und Ventilsitz aus Bronze. Fig. 219 zeigt drei verschiedene Querschnittsformen der Rippen, von welchen gewöhnlich 3 bis 4 an den Ventilteller angegossen werden. Mit Rücksicht auf die Abnützung ist eine Erbreiterung der Rippen nach außen zu empfehlen, also sind die Querschnitte b und c dem Querschnitt a vorzuziehen. Nach Versuchen von C. v. Bach geben Rippen nach Querschnitt c geringeren Durchgangswiderstand als Rippen nach Querschnitt b. Der mit einer Neigung von 1 : 15 außen kegelförmig abgedrehte Ventilsitz ist in den Pumpenkörper eingetrieben. Der Hub des Ventils ist durch einen Anguß am Ventilkastendeckel auf ein gewisses Maß beschränkt. Eine Hubbegrenzung dieser oder anderer Ausführungsweise wird bei allen Ventilen vorgesehen, sie hat den Zweck, ein Herauswerfen des Ventils aus seinem Sitz durch Zufälligkeiten zu verhindern; sie muß so hoch ange-

[1]) C. Bach, Maschinenelemente.

bracht werden, daß bei normalem Pumpenbetrieb das Ventilspiel von ihr nicht beeinflußt wird.

Fig. 220. Kleines Tellerventil mit metallischen Dichtungsflächen und oberer Stiftführung (Konstruktion von Weise & Monski, Halle a. S.). Ventil, Ventilsitz und Führungsstift aus Bronze. Der letztere ist in den Ventilsitz eingeschraubt. Diese Anordnung bedingt zwei Dichtungsflächen zwischen Ventil und Sitz, obgleich nur eine Spaltöffnung am Ventilumfang für den Durchgang des Wassers vorhanden ist. Die nötige Ventilbelastung ist durch eine zylindrische Schraubenfeder aus Messingdraht

Fig. 218.

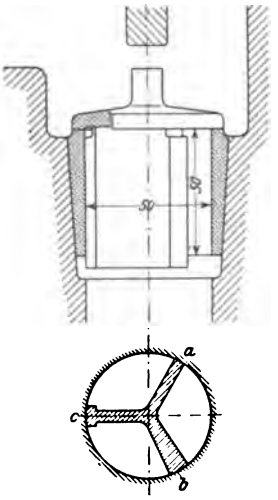


Fig. 219.

Fig. 220.

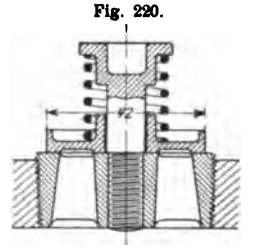
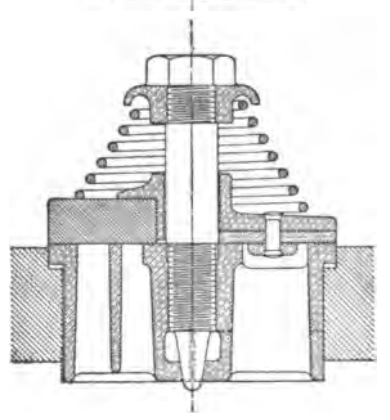


Fig. 221.



erzielt. Das Ventil, welches als selbständiger Konstruktionsteil fertiggestellt werden kann, bevor man es in die Pumpe einbringt, wird mit schwach konischem Gewinde in den Pumpenkörper eingeschraubt.

Fig. 221. (Konstruktion von Weise & Monski, Halle a. S.). Links: Tellerventil mit Gummidichtung und oberer Stiftführung. Der Ventilsitz aus Bronze ist eingeschraubt, der Ventilteller aus Gummi mit Hanfeinlage wird durch die Stege des Ventilsitzes abgestützt und ist durch eine Messinghülse an dem in den Ventilsitz eingeschraubten Führungsstift geführt. Rechts: Tellerventil aus Rotguß mit Lederarmierung. Die abdichtende Lederscheibe ist durch einen Ring aus Rotguß und Nietung mit dem Ventilteller verbunden. Der zylindrisch eingepaßte Sitz ist, wie auch

das Auge für den Führungsstift, geschlitzt. Die hierdurch entstehenden Segmente werden durch die am unteren Ende des Führungsstiftes angebrachte kegelförmige Spitze gegen das Gehäuse gedrückt, wobei gleichzeitig der Führungsstift gegen selbsttätiges Lösen gesichert ist. Die Ventilbelastung ist durch eine kegelförmige Schraubenfeder, welche vermöge ihrer größeren Länge weicher als eine zylindrische Feder ist, erzielt.

Fig. 222 u. 223. (Konstruktion von Weise & Monski, Halle a. S.) Tellerventil mit metallischen Sitzflächen, Lederstulpdichtung und oberer Stiftführung. Der Ventilteller besteht aus mehreren dünnen lose aufeinander liegenden Metallplatten, welche bei geschlossenem Ventil durch die Stege des Sitzes gestützt werden. Auf diesen Metallplatten liegt lose

Fig. 222.

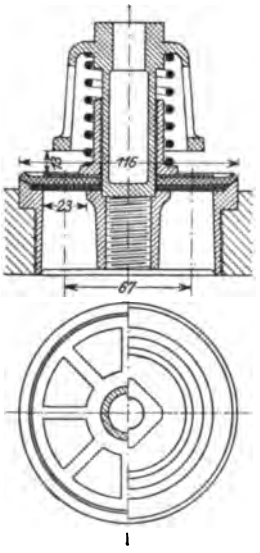


Fig. 223.

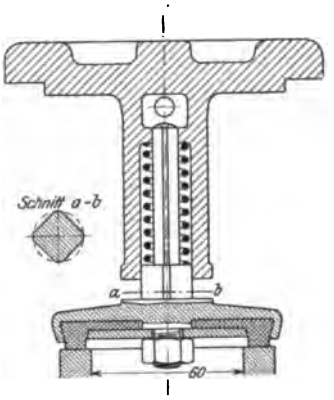


Fig. 224.

eine Lederscheibe, deren hervorstehender Rand sich gegen den Ventilsitz legt und die Abdichtung besorgt, während der Wasserdruck auf die Fläche des ganzen Ventils von den Metallplatten aufgenommen wird. Die notwendige Belastung wird durch eine Messingfeder erzielt, welche einerseits gegen die Fängerglocke, andererseits gegen die Führungshülse aus Rotguß drückt. Zwischen diese Hülse und die Lederscheibe ist noch eine Metallscheibe eingelegt, um das Anliegen der Lederscheibe an dem Ventilteller zu sichern. Der Führungsstift ist der Materialersparnis wegen in Hohlguß ausgeführt. Der Ansatz über der Fängerglocke ist als Vierkant ausgebildet, welches zum Angriff des Schlüssels beim Ein- und Ausdrehen des Führungsstifts dient.

Fig. 224. Tellerventil mit Gummidichtung und oberer Stiftführung[1]). Die Gummiplatte liegt zwischen zwei Metallscheiben, ohne von denselben gepreßt zu werden. Damit in die Führungshülse etwa eingedrungene kleine, feste Körper (Schmutz, Sand u. dergl.) das Spiel des Ventiles weniger leicht beeinträchtigen, sind an den Führungsstift vier Flächen angefeilt. Das federbelastete, leicht gebaute Ventil eignet sich für große Hubzahlen bei geringer Förderhöhe.

Kegelventile.

Kegelventile bieten dem Wasser einen geringeren Durchgangswiderstand als Tellerventile, weil das Wasser bei seinem Durchgang durch die

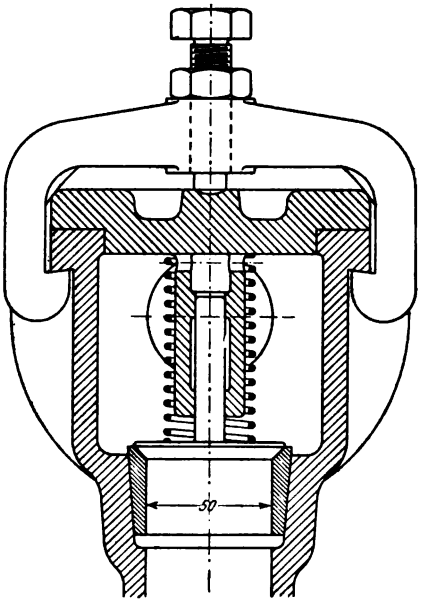


Fig. 225.

Spaltöffnung eine geringere Ablenkung erfährt. Nach Versuchen von C. v. Bach[2]) steigen Kegelventile mit ebener und mit kegelförmiger Unterfläche weniger hoch als Tellerventile, sie haben aber trotzdem größere Neigung zum Schlagen.

Fig. 225. Kegelventil mit metallischen Dichtungsflächen und oberer Stiftführung. Ventil und Ventilsitz aus Bronze. Vermöge der Anordnung des Führungsstiftes am Ventilteller und der Hülse am Ventilkastendeckel

[1]) C. Bach, Maschinenelemente.
[2]) C. Bach, Zeitschr. d. V. d. I. 1886. S. 421 u. f.

braucht die Durchgangsöffnung des Ventilsitzes nicht durch Rippen etc. verengt zu werden. Da die Achse des Ventilkastendeckels genau mit der Achse des Sitzes zusammenfallen muß, ist die Ausführung etwas erschwert. Die Befestigung des Ventilkastendeckels ist durch eine einzige Schraube mit abnehmbarem Bügel bewirkt.

Fig. 226 und 227. Kegelventil mit metallischen Dichtungsflächen bei unterer Rippen- und oberer Stiftführung. Ventilsitz und Teller samt Stift aus Bronze. Die Abschrägung der Führungsrippen an ihrem unteren Ende bezweckt, eine Drehung des Ventils während seines Spiels herbei-

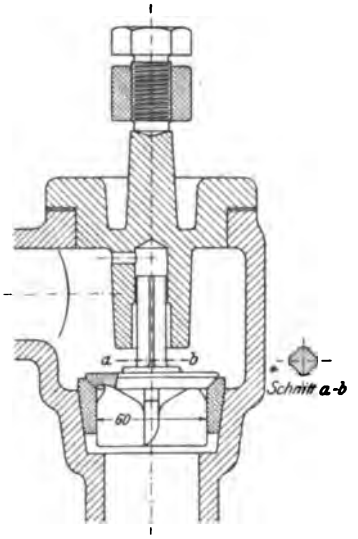


Fig. 226.

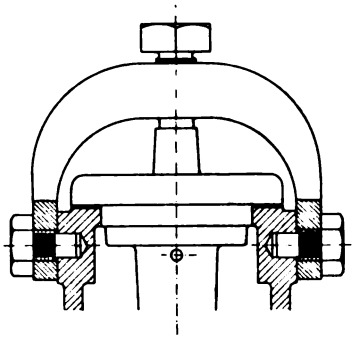


Fig. 227.

zuführen, so daß die Führungsflächen fortwährend wechseln und eine gleichmäßige Abnützung der Führungshülse eintritt. Wie bei Fig. 225 muß die Achse des Ventilkastendeckels genau mit der Achse des Ventilsitzes zusammenfallen. Der Verschlußbügel braucht nicht wie dort abgenommen zu werden, sondern wird nach Lösen der Druckschraube einfach umgeklappt. Selbstverständlich ist diese Konstruktion nur für kleine Ventilkastendeckel geeignet.

Fig. 228. (Konstruktion von Weise & Monski, Halle a. S.) Kegelventil mit unterer Rippenführung und Lederdichtung. Der Wasserdruck auf den Ventilteller wird durch die metallische Fläche des Ventilkegels, welche als Tragfläche dient, aufgenommen. Zur Abdichtung dient eine Lederscheibe, welche durch eine schmiedeiserne Platte und Schrauben mit dem Ventilteller verbunden ist. Die Trennung von Tragfläche und

Dichtungsfläche, ein Konstruktionsgedanke, welcher von O. Fernis[1]), herrührt, gestattet, Lederdichtung auch bei großer Druckhöhe anzuwenden. Sie wird in diesem Fall immer ausgeführt, wenn die Verunreinigung des Wassers durch Sand die Anwendung reiner metallischer Dichtung nicht gestattet. Der Ventilsitz ist zylindrisch in das Gehäuse eingepaßt. Ein Lockern desselben durch den Wasserdruck von unten beim Öffnen des Ventils ist ausgeschlossen, da die vom Wasser gedrückte Fläche oben entsprechend größer ist als unten.

Fig. 229. (Konstruktion von Weise & Monski, Halle a. S.) Kegelventil mit unterer Rippenführung und Lederstulpdichtung. Die Konstruktion ist im wesentlichen die gleiche wie Fig. 228. Die Leder-

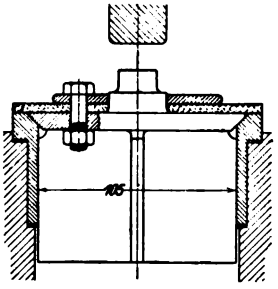


Fig. 228.

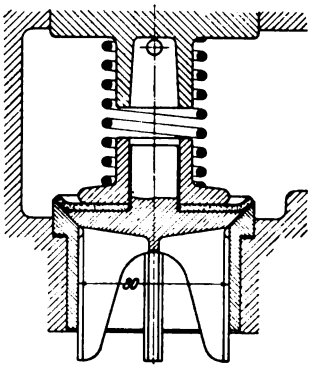


Fig. 229.

scheibe wird an ihrem Umfang durch den Ventilsitz aufgebogen, dadurch ist ihr Anliegen an der Dichtungsfläche auch für den Fall gesichert, daß kein Wasserdruck von oben wirkt (Inbetriebsetzung der Pumpe).

Kugelventile.

Kugelventile werden als volle Kugeln aus Bronze oder Stahl bei kleinerem Durchmesser und als Gummikugeln mit Blei- oder Eisenkern bei größerem Durchmesser ausgeführt.

Kugelventile können sich nicht ecken, haben aber den Nachteil, daß, da sie nicht eingeschliffen werden können und die Dichtungsfläche an der Kugel beständig wechselt, sie nicht vollkommen dicht halten. Sie werden für kleinere Pumpen vielfach verwendet, hauptsächlich zur Förderung von dickflüssigen, breiigen und verunreinigten Stoffen (Maische, Jauche und dergl.).

Bei der Ausführung Fig. 230 bildet ein Bügel, der durch eine Druckschraube auf den Ventilsitz gepreßt wird und diesen dadurch zu-

[1]) Erloschenes D. R. P. Kl. 47. No. 9603.

gleich festhält, oder der am Ventilsitz durch ein Gelenk befestigt wird, die Führung und Hubbegrenzung des Ventils.

Damit ein Festklemmen der Kugel im Sitz vermieden wird, muß der auf die mittlere Sitzlinie sich beziehende Winkel β kleiner als 45^0 sein.

Dann ergibt sich

$$d_k \sin \beta = d_u + h; \quad \ldots \quad 313$$

für mittlere Verhältnisse kann

$$d_k = {}^3/_2\, d_u \text{ bis } {}^8/_5\, d_u$$

genommen werden.

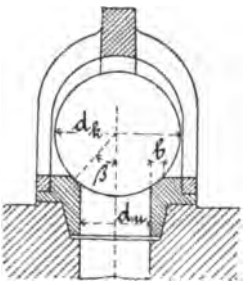


Fig. 230.

Ringventile.

Besteht die Ventilplatte anstatt aus einer runden Scheibe aus einem Ring, an dessen äußerem und innerem Umfang das Wasser ausströmen kann, sind also zwei Spaltöffnungen vorhanden, so ist der Durchflußquerschnitt, welchen das Ventil dem Wasser bietet, bei gleichem Ventilhub ein größerer.

Ventile mit **einem** Ring.

Fig. 231. Ringventil mit ebenen metallischen Dichtungsflächen und oberer Stiftführung. Ventilsitz und Ventil aus Bronze.

Fig. 232 u. 233. (Konstruktion von G. Kuhn, Stuttgart-Berg.) Ringventil mit ebenen metallischen Dichtungsflächen. Ventilsitz und Ventil aus Bronze. Die Führung des Ventils geschieht an einem durch drei Rippen mit dem Ventilsitz verbundenen Rohr, durch welches das am inneren Umfang des Ventilrings austretende Wasser abströmt; die Konstruktion wird daher auch Rohrventil genannt. Der am oberen Ende des Rohrs aufgeschraubte Ring, gegen welchen sich die Belastungsfeder abstützt und welcher zugleich die Hubbegrenzung bildet, ist durch eine zwischen die Rohrrippen hereinragende Schraube gegen selbsttätige Drehung gesichert. Der Ventilsitz wird durch eingelegte Bolzen im Gehäuse festgehalten.

Fig. 234. (Konstruktion von Corliss.) Ringventil mit ebenen metallischen Dichtungsflächen und oberer Rippenführung. Ventilsitz aus Bronze, Ventilringscheibe aus Phosphorbronze, Belastungsfeder aus Kupferband, Abstützungsring für die Feder und das Rippenkreuz aus Bronze. Vermöge der geringen Masse der Ventilplatte ist die Konstruktion für große Umdrehungszahlen geeignet, die Führung der Ventilplatte ist jedoch als mangelhaft zu bezeichnen.

Fig. 235 u. 236. (Konstruktion von A. Borsig, Berlin.) Ringventil mit ebenen metallischen Dichtungsflächen und oberer Rippenführung. Die Konstruktion gleicht im wesentlichen dem Corlißventil Fig. 234.

Fig. 237 u. 238. (Konstruktion der Worthington Pumpen Co.) Ringventil mit ebenen Dichtungsflächen und oberer Rippenführung. Das Ventil ist aus 1 mm starkem Messingblech hergestellt. Um die Widerstandsfähigkeit der Ringscheibe zu erhöhen, ist derselben eine gewölbte Form gegeben. Durch die doppelte Führung des Ventils, sowohl unten als auch oben, ist ein senkrechtes Aufsitzen desselben auf seinen Sitz auch bei seitlicher Wasserströmung gesichert. Vermöge seiner geringen Masse eignet sich das Ventil sehr gut für große Umdrehungszahl.

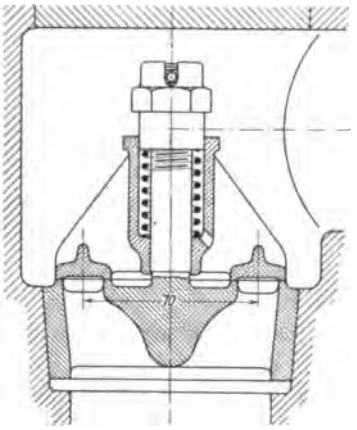


Fig. 231.

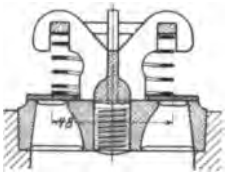
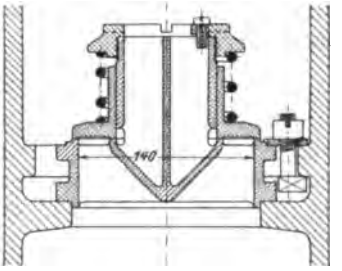


Fig. 234.

Fig. 232.



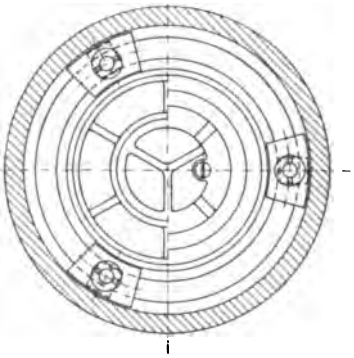
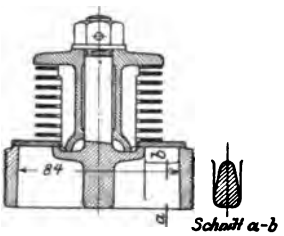


Fig. 233.

Fig. 239 u. 240. (Konstruktion von Weise & Monski, Halle a. S.) Ringventil mit kegelförmigen Dichtungsflächen und Lederstulpdichtung. Der Druck der Belastungsfeder, welche sich oben gegen die Stege einer zur Führungshülse ausgebildeten Mutter abstützt, wirkt auf die Stege eines geschlitzten Ringes, welcher oben an der genannten Führungshülse, unten an der Ventilspindel geführt ist. Der mit kegelförmigen Sitzflächen versehene Ventilring ist durch vier in den geschlitzten Ring eingreifende Zapfen zentriert. Zwischen die beiden Ringe ist eine ringförmige Lederscheibe eingelegt, durch welche die Abdichtung besorgt wird, während der auf dem Ventil lastende Wasserdruck von den metallischen Sitzflächen

Fig. 235.



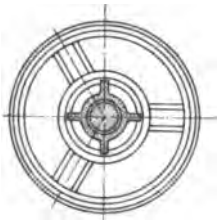
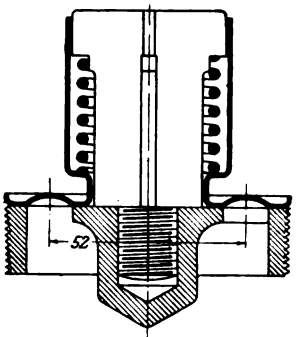


Fig. 236.

Fig 237.



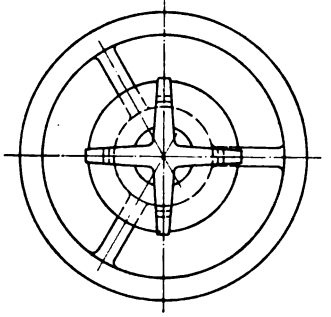
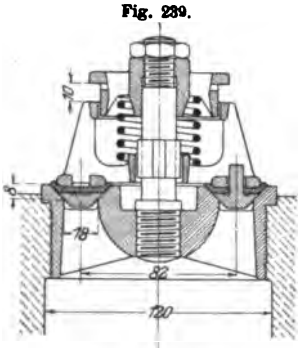


Fig. 238.

Fig. 239.



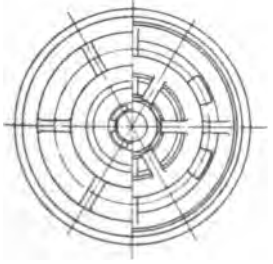


Fig. 240.

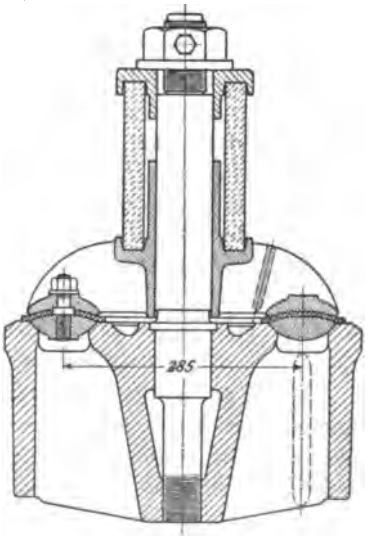


Fig 241.

des Ventilringes aufgenommen wird. Das Material der Führungsspindel ist Stahl, dasjenige der übrigen Teile Rotguß.

Fig. 241. Ringventil mit kegelförmigen Sitzflächen und Lederstulpdichtung [1]). Ventilsitz aus Gußeisen, Ventil aus Bronze. Der Rand der Lederscheibe wird durch den Ventilsitz beim Aufsitzen des Ventils abgebogen, wodurch das Abdichten, selbst wenn kein Wasserdruck auf dem Ventil lastet, gesichert ist.

Fig. 242 u. 243. Ringventile, bei welchen die Sitzflächen in verschiedenen Ebenen liegen; sie werden als Hauben- oder Glockenventile bezeichnet. Bei dem Glockenventil Fig. 242 kann der innere Durchmesser d_i etwas größer genommen werden als bei einem gewöhnlichen Ringventil, jedoch nicht sehr viel, da sonst der zum Öffnen des

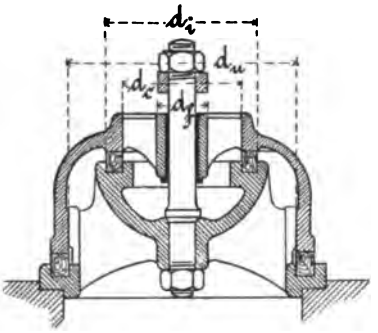


Fig. 242.

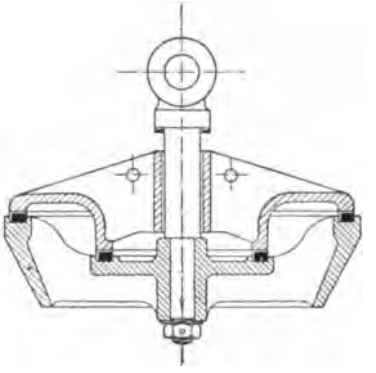


Fig. 243.

Ventils erforderliche Druck zu groß wird. Die Gesamthöhe des Ventils Fig. 243 ist kleiner als diejenige eines gewöhnlichen Ringventils. Die Verbindungsrippen der beiden Sitze sind aber entsprechend schwächer.

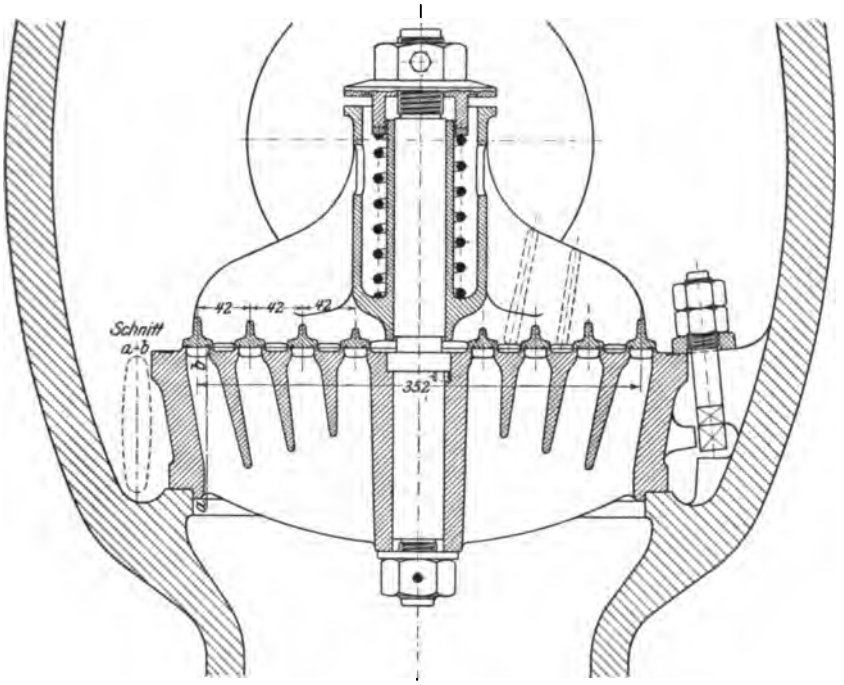
Die Anordnung der Sitzflächen in verschiedener Höhe, bei welcher die innere und äußere Fläche gesondert abgedreht werden müssen, erschwert die Abdichtung. Es ist deshalb elastisches Dichtungsmaterial (Leder, Gummi, Holz usw.) zu verwenden.

Ventile mit mehreren konzentrischen, durch Rippen miteinander verbundenen Ringen.

Derartige Ventile von großem Durchmesser bedürfen, um die Durchbiegung des Sitzes durch den auf der ganzen Ventilfläche lastenden Wasserdruck auf ein verschwindend kleines Maß zurückzuführen, eines hohen, mit kräftigen Stegen versehenen Sitzes. Ebenso müssen die Ventilringe

[1]) Vgl. A. Riedler, Schnellbetrieb (Wasserhaltungsmaschinen S. 75).

Fig. 244.



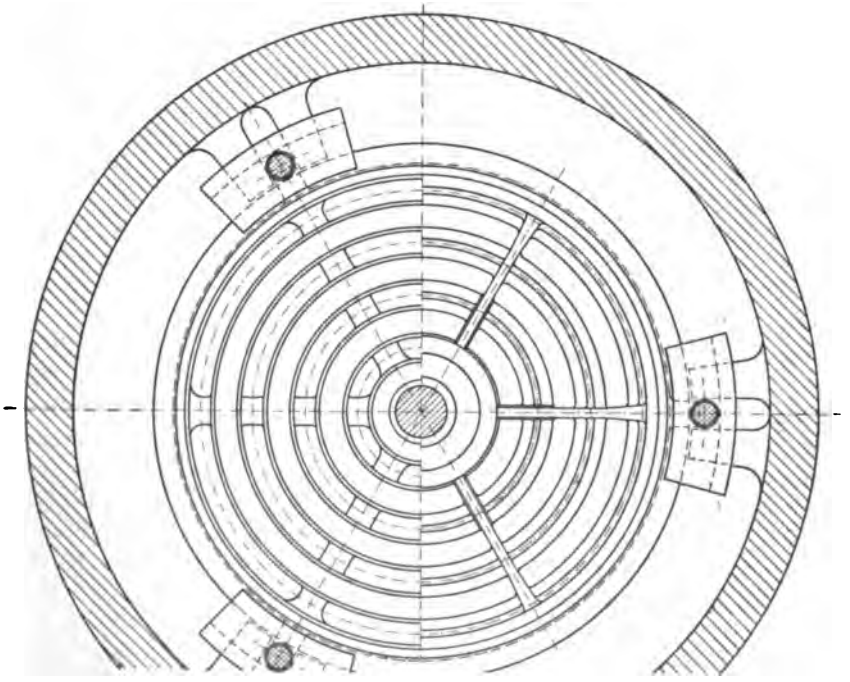


Fig. 245.

durch Rippen verbunden werden, welche hoch genug sind, um ein Verbiegen oder einen Bruch für den Fall, daß ein Fremdkörper zwischen die Dichtungsflächen gelangt, zu vermeiden. Aus gleichem Grund ist ein kräftiger Führungsstift und lange Führung des Ventils erforderlich.

Fig. 244 u. 245. (Konstruktion von G. Kuhn, Stuttgart-Berg.) Ventil mit vier Ringen, ebenen Sitzflächen und oberer Stiftführung. Ventilsitz und Ventil aus Bronze. Der Ventilsitz ist durch eingelegte Schraubenbolzen im Gehäuse festgehalten. Die Regulierung der Federspannung geschieht durch Einlegen eines Ringes von entsprechender Dicke, gegen welchen sich die Feder mit ihrem oberen Ende abstützt.

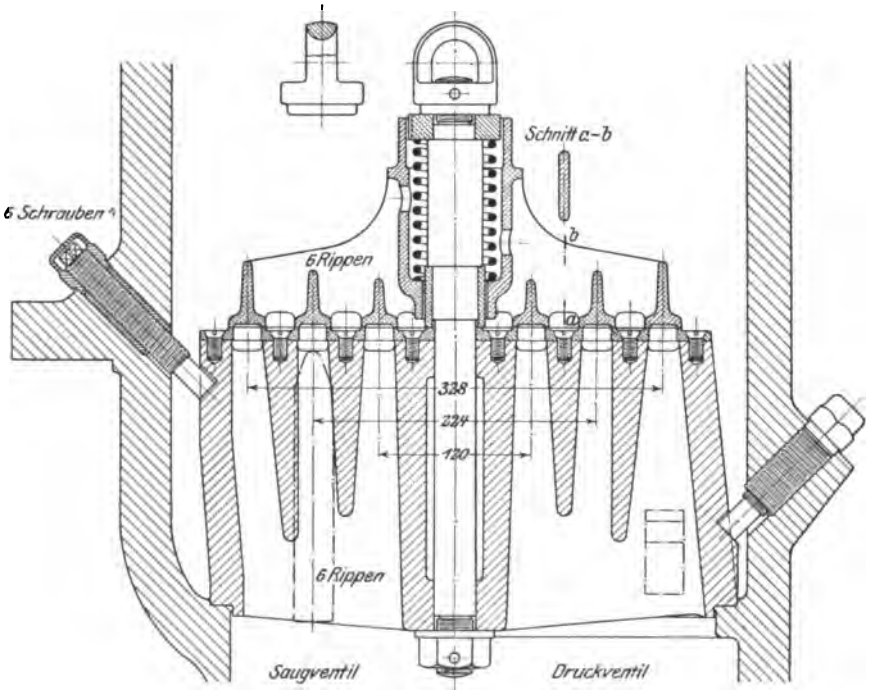


Fig. 246.

Fig. 246. (Konstruktion von A. Borsig, Berlin.) Ringventil mit drei konzentrischen Ringen, ebenen Dichtungsflächen und oberer Stiftführung. Auf den Ventilsitz aus Gußeisen sind Dichtungsleisten aus Bronze aufgeschraubt, das Ventil ist aus Bronze. Der Sitz des Druckventils (rechte Seite der Figur) ist unten erweitert, so daß der Saugventilsitz durch die Öffnung des Druckventilgehäuses eingebracht werden kann. Die Sitze werden durch Druckschrauben im Gehäuse festgehalten. Die Abdichtung dieser Schrauben geschieht durch eine eingelegte Scheibe aus Kupfer, welche durch eine Überwurfmutter zusammengepreßt wird.

Fig. 247.

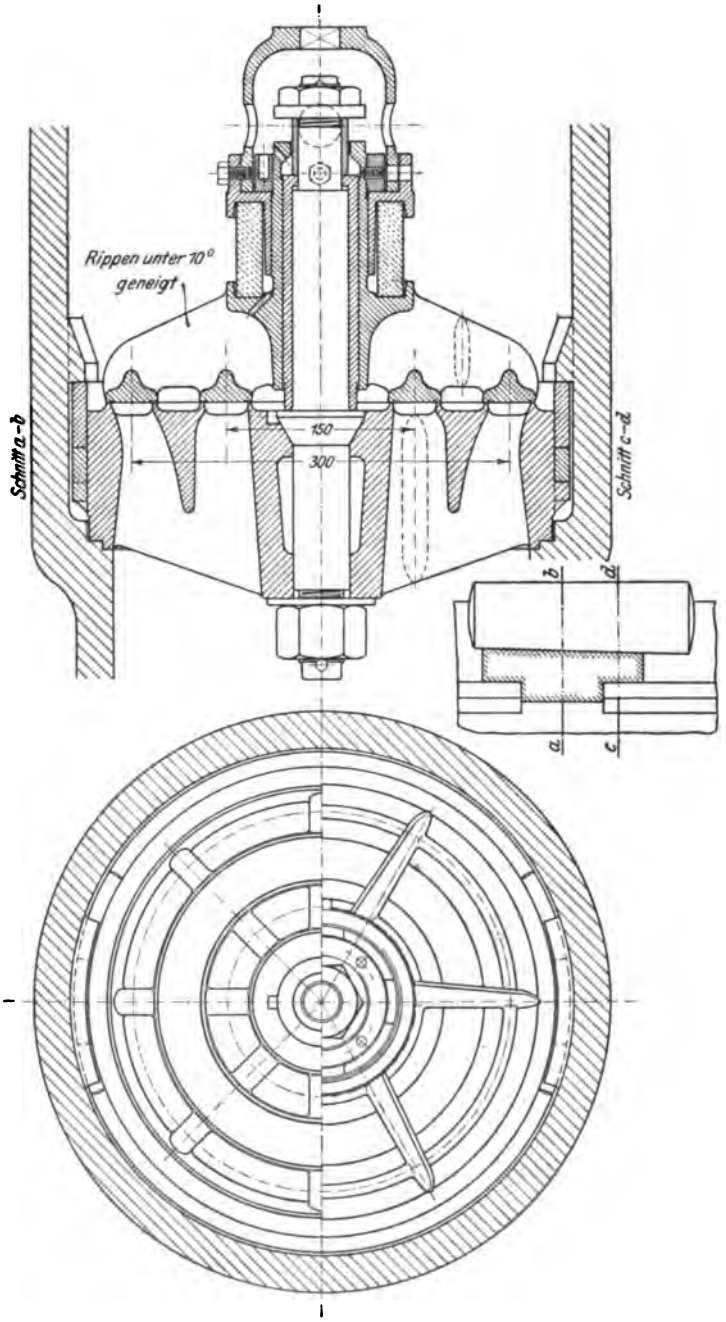


Fig. 248.

Fig. 247 u. 248. (Konstruktion von G. Kuhn, Stuttgart-Berg.) Ringventil mit zwei konzentrischen Ringen, ebenen Dichtungsflächen und oberer Stiftführung. Der Ventilsitz ist durch Keile im Gehäuse befestigt. Das Ventil ist mit einer Einrichtung behufs Steuerung seiner Schlußbewegung versehen. Über das obere Ende der langen Führungshülse des Ventils ist ein Ring geschraubt, gegen welchen sich die obere Stützplatte einer Gummirohrfeder legt und durch dessen Niederschrauben diese Feder gespannt werden kann. Die Feder hat nicht die Rolle einer Belastungsfeder, sondern sie bildet nur ein elastisches Zwischenglied, das notwendig ist, um ein Verbiegen oder einen Bruch im Steuermechanismus beim Niederdrücken des Ventils gegen seinen Sitz zu vermeiden, für den Fall, daß die Steuerung nicht richtig eingestellt oder ein Fremdkörper zwischen die Dichtungsflächen gelangt ist. Der zwangläufige Schluß des Ventils erfolgt durch einen niedergehenden Daumen, welcher auf die obere Stirnfläche einer Haube drückt. Die Bewegung dieses Daumens wird durch die Haube und die Gummirohrfeder auf das Ventil übertragen. (Vgl. Fig. 130, S. 189.)

Fig. 249. (Konstruktion von Klein, Schanzlin und Becker, Frankenthal.) Die Anordnung ist als die Vereinigung eines Tellerventils mit einem konzentrischen Ringventil anzusehen. Ventilsitz und Ventil sind aus Bronze. Bemerkenswert ist die Befestigung des Ventils durch

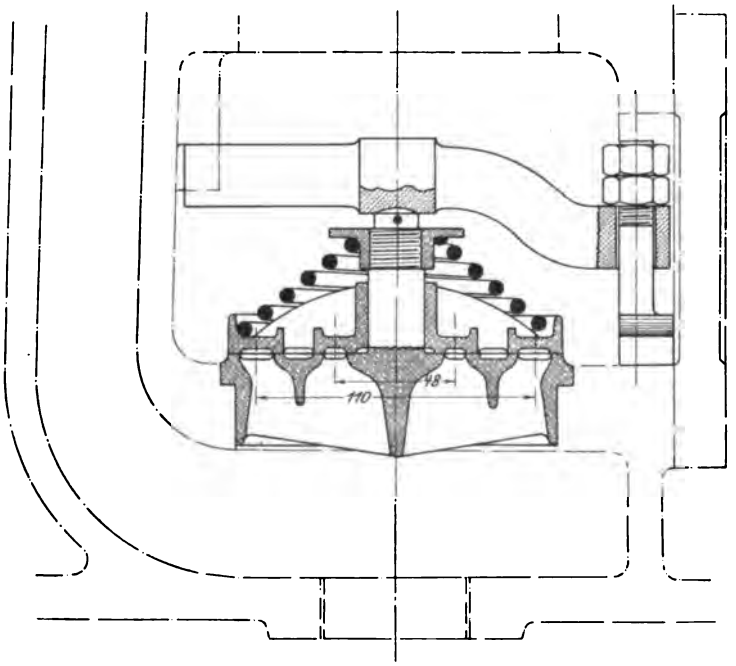


Fig. 249.

einen Bügel, welche ein bequemes und rasches Ein- und Ausbauen des Ventils gestattet.

Fig. 250—253. (Bauart Hörbiger, Konstruktion von Gebr. Meer, M.-Gladbach.) Ringventil mit drei konzentrischen Ringen, ebenen Dichtungsflächen und Lenkerführung. Der Ventilring ist durch drei federnde Lenker aus Metallblech (Fig. 253), welche einerseits am Ventil, andererseits am feststehenden Fänger befestigt sind, vollkommen reibungsfrei geführt, ein Hängenbleiben des Ventils durch Ecken oder Klemmen ist hierdurch ausgeschlossen. Die notwendige Ventilbelastung ist durch drei zwischen Fänger und Ventilring eingelegte zylindrische Schraubenfedern aus Messingdraht erzielt. Zum Ein- und Ausbauen des Ventils und Fängers wird die Ventilspindel heruntergelassen, hierbei wird ein Herausfallen der Spindel durch einen kleinen durch sie gesteckten Keil verhindert. Der Ventilsitz wird durch einen Bügel in seinem Gehäuse festgehalten. Material des Ventilsitzes und Ventils Rotguß, des Fängers Gußeisen, der Spindel Stahl, des Bügels Eisen.

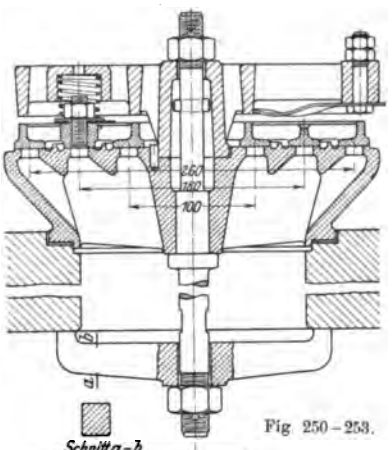
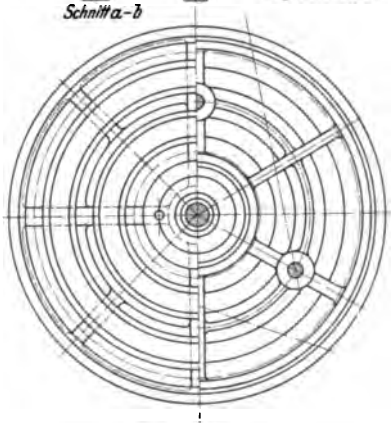


Fig. 250–253.



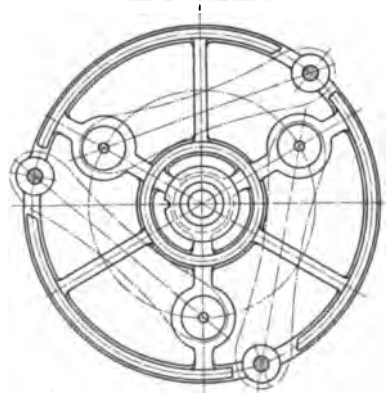


Fig. 254 u. 255. (Konstruktion von A. Borsig, Berlin.) Ringventil mit drei konzentrischen Ringen, schwach geneigten kegelförmigen Dichtungsflächen und oberer Stiftführung. Auf den Ventilsitz aus Gußeisen ist eine Sitzplatte aus Rotguß aufgeschraubt. Die Ventilringe aus Hartgummi sind durch eine Gummirohrfeder belastet, welche durch eine Messingscheibe in zwei Hälften geteilt ist. Das Material

der Führungshülse samt angegossenen Rippen und Ringen ist Phosphorbronze, dasjenige der oberen Federstützplatte Gußeisen, der Führungsspindel Flußeisen, der zugehörigen Mutter Rotguß. Die Abdichtung des Ventilsitzes ist durch Gummischnur bewirkt.

Fig. 254.

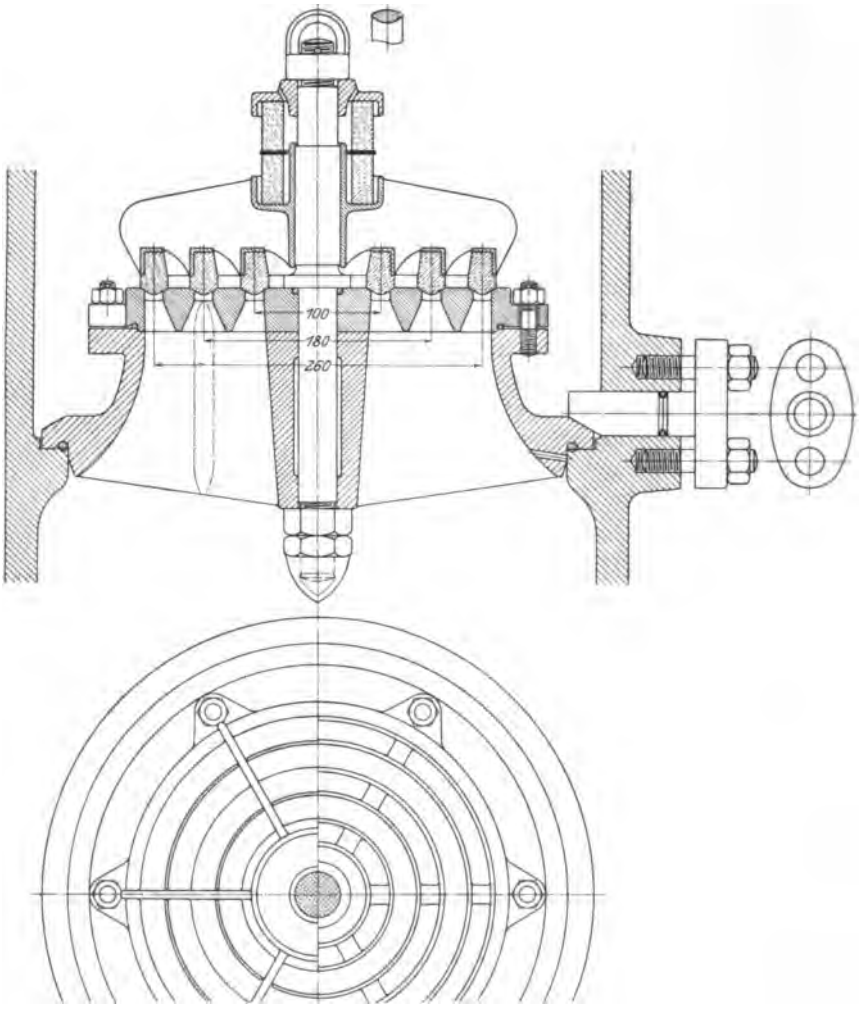


Fig. 255.

Fig. 256 u. 257. (Konstruktion von Klein, Schanzlin und Becker, Frankenthal.) Saug- und Druckventil mit vier konzentrischen Ringen, kegelförmigen Dichtungsflächen und oberer Stiftführung. Die

beiden Ventile aus Rotguß sind gleicher Konstruktion und Größe, ein Unterschied besteht nur in der Gestalt ihres Sitzes, insofern der Druckventilsitz unten erweitert ist, um durch die Öffnung seines Gehäuses den Sitz des Saugventils einbringen zu können. Die Befestigung der Sitze ist durch eingelegte Bolzen, welche durch Lederscheiben abgedichtet sind, bewerkstelligt. Da es kaum möglich ist, die acht Kegelflächen des Sitzes und die entsprechenden acht Flächen eines Ventils, dessen Ringe fest

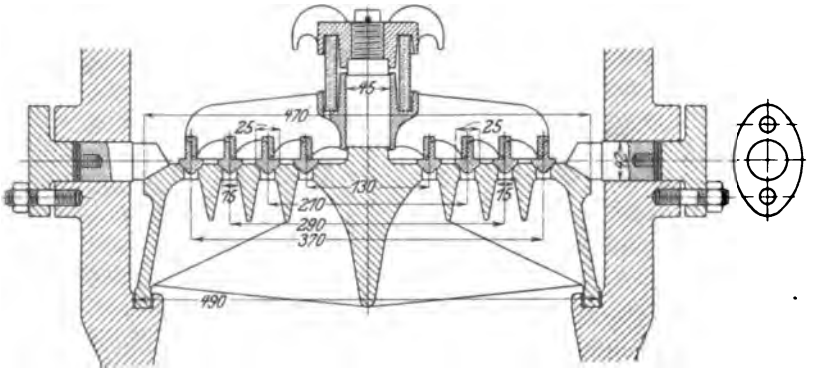


Fig. 256.

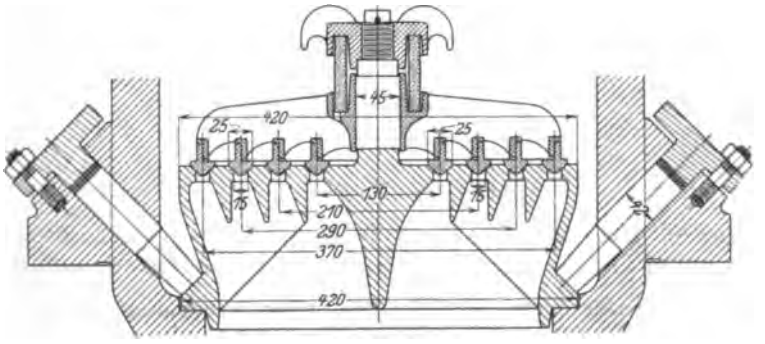


Fig. 257.

miteinander verbunden sind, so abzudrehen, daß alle Ringe dicht schließen, so sind die vier Ringe gesondert ausgeführt; sie erhalten aber ihren Belastungsdruck durch eine gemeinschaftliche Gummirohrfeder unter Vermittlung eines Rippenkreuzes mit angegossenen Ringen. Die Mutter der Ventilspindel ist für den Angriff des Schlüssels mit Flügeln versehen, welche gleichzeitig zum Aufhängen des Ventils beim Ein- und Ausbauen dienen können.

Fig. 258. (Konstruktion von Klein, Schanzlin und Becker, Frankenthal.) Ringventil mit drei konzentrischen Ringen, kegelförmigen, metallischen Sitzflächen, Lederstulpdichtung und oberer Stiftführung. Material des Sitzes Gußeisen, der übrigen wesentlichen Teile Rotguß.

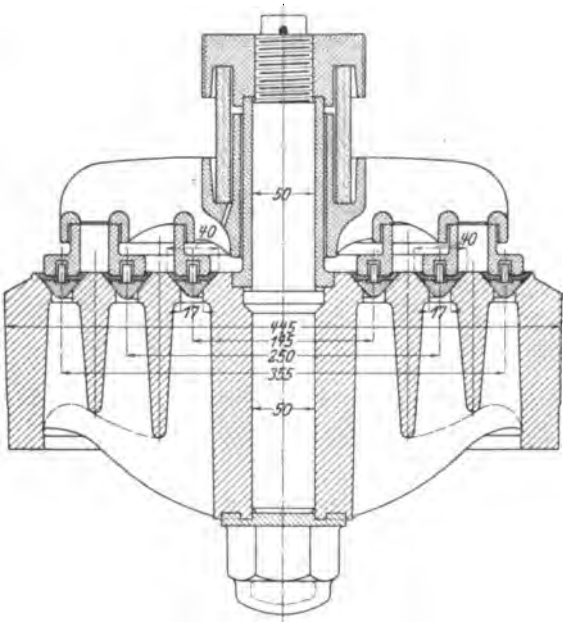


Fig. 258.

Mehrfache Ventile.

Gruppenventile, d. h. mehrere Teller-, Kegel- oder Ringventile gleicher Konstruktion auf gemeinschaftlichem Sitz.

Beispiele hierfür finden sich bei den später beschriebenen Pumpen z. B. auf Tafel V, IX, XI, XII und XIII.

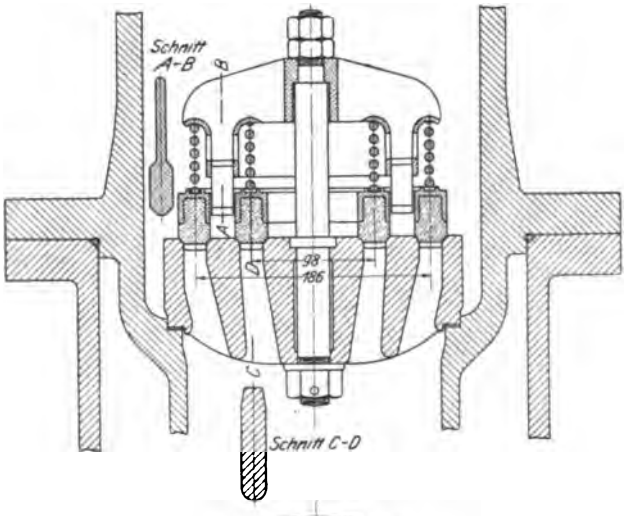
Mehrere konzentrische, voneinander unabhängig spielende Ringe in **einer** Ebene.

Fig. 259 u. 260. (Konstruktion von A. Borsig, Berlin.) Zwei konzentrische Ringe mit kegelförmigen Sitzflächen und oberer Stiftführung. Die beiden Hartgummiringe sind mit ⌐¬-förmigen Rotgußringen armiert. Jeder Ring hat seine eigene Belastungsfeder. Diese Federn stützen sich gegen zwei Kreisringflächen, welche von einem Rippenkreuz gehalten

werden. An die vier Rippen sind unten Zapfen von rechteckigem Querschnitt angegossen, welche in den Raum zwischen den beiden Ventilringen hineinragen und dadurch diese Ringe zentrisch führen.

Material des Ventilsitzes Gußeisen, des Rippenkreuzes samt Führungszapfen Rotguß, der Ventilspindel Deltametall, der Muttern Rotguß, der Belastungsfedern Stahl.

Fig. 259.



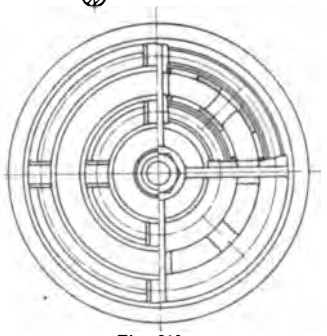


Fig. 260.

Fig. 261 u. 262. (Konstruktion von A. Borsig, Berlin.) Zwei konzentrische Ringe mit kegelförmigen Sitzflächen und oberer Rippenführung. Die Konstruktion weicht von Fig. 259 insofern ab, als an Stelle der Drahtfedern Gummirohre verwendet sind.

Fig. 263 u. 264. (Konstruktion von Haniel & Lueg, Düsseldorf-Grafenberg, D. R. P. Kl. 59a. Nr. 123804.) Ringventil mit zwei konzentrischen Ringen, kegelförmigen Sitzflächen, Lederstulpdichtung und oberer Stiftführung.

Die Ventilringe werden durch je drei Zapfen, welche in entsprechend geformte Schlitze eines gemeinsamen Federhalters hineinragen, geführt. Werden die Ventilringe vom Wasserstrom gehoben, so drücken diese Zapfen gegen das Ende der am Federhalter befestigten Blattfedern. Die Federspannung schreitet nur soweit fort, bis der Gesamtdruck der sechs

Fig. 261.

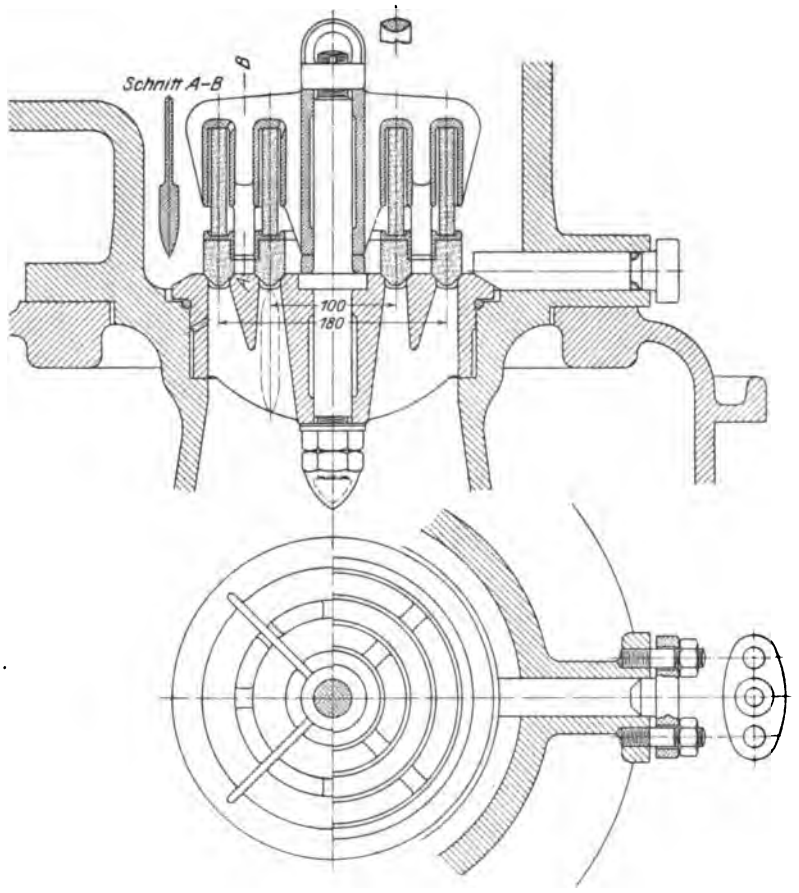


Fig. 262.

Zapfen gleich dem Gewicht des Federhalters geworden ist, worauf alsdann dieser selbst gehoben wird, bis er die auf die Ventilspindel aufgeschraubte Mutter erreicht. Zu Beginn und Ende des Hubs steht jeder der beiden Ringe nur unter der Einwirkung seiner eigenen drei Belastungsfedern, ist also in seiner Wirkungsweise unabhängig von dem anderen Ring.

Fig. 263.

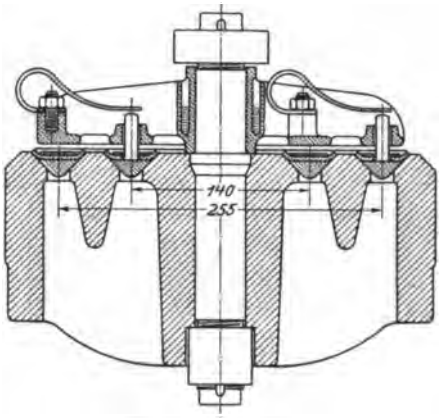


Fig. 264.

Etagenventile, d. h. mehrere Ringe von gleichem oder verschiedenem Durchmesser in **verschiedenen** Ebenen.

Das Vorbild für die zahlreichen Konstruktionen von Etagenventilen bildete das Thometzek-Ventil, welches in Fig. 265 mit Ringen von verschiedenem, in Fig. 266 mit Ringen von gleichem Durchmesser dargestellt ist.

Fig. 266. (Bauart Thometzek, Konstruktion von G. Kuhn, Stuttgart-Berg.) Etagen-Ringventil mit drei Ringen gleicher Ausführung, mit ebenen Sitzflächen und oberer Stiftführung. Die gußeisernen Ringe ohne Federbelastung sind mit Leder armiert. Zur Hubbegrenzung sind Gummipuffer angeordnet. Der Ventilstuhl besteht aus drei aufeinander gepaßten

Sitzen aus Gußeisen, deren Dichtungsfläche durch aufgeschraubte Rotgußringe gebildet wird. Die Ausführung mit Ringen von gleicher Größe hat den Vorteil, daß nur ein Ringmodell notwendig, die Zahl der Reserveteile

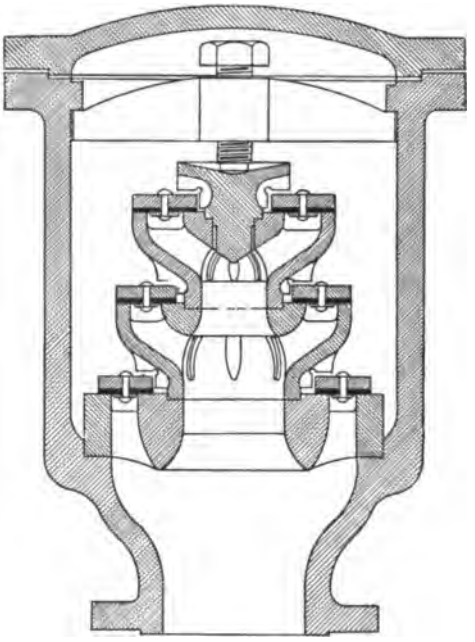


Fig. 265.

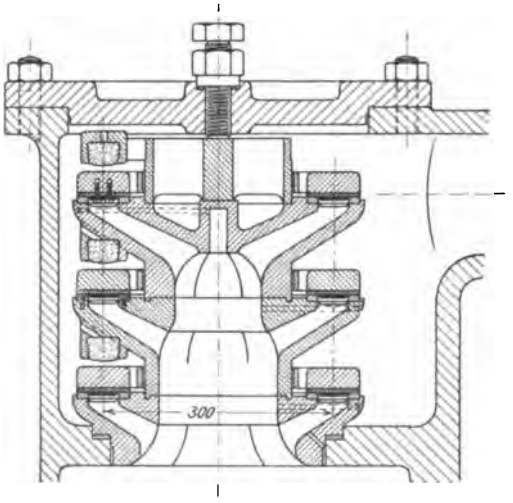


Fig. 266.

also kleiner ist, und daß ein gleichmäßiges Spielen sämtlicher Ringe gewährleistet wird. Die Abdichtung der einzelnen Sitze gegeneinander und die Befestigung des ganzen Stuhls im Gehäuse wird durch eine Druckschraube bewirkt.

c) Klappenventile.

Klappenventile werden meist mit wagerechter Drehachse angeordnet; die Sitzfläche, welche stets eben ist, kann dabei wagerecht oder geneigt liegen. Die Drehachse kann durch ein metallisches Gelenk gebildet sein oder es werden die Klappen aus biegsamen Materialien (Leder oder Kautschuk) an einem Teil ihres Umfangs derart festgehalten, daß eine gerade oder krummlinige Kante gebildet wird, um welche die Klappe sich bewegt. Bei den letzteren Anordnungen wird dann die Elastizität des Materials der Klappe selbst benutzt, um ihren Schluß herbeizuführen. Wie bei den Hubventilen werden auch bei den Klappen besondere Belastungsfedern angebracht; es muß dies geschehen, wenn die Klappe so gelegt wird, daß ihr Gewicht nicht imstande ist, den Schluß allein zu bewirken. Die Führung der Klappe ist durch das Gelenk gegeben; die Hubbegrenzung wird durch besondere Fänger oder dadurch erreicht, daß die Klappe gegen eine Wand des Ventilkastens schlägt.

Je nach der Größe der Durchflußmenge besteht das Ventil aus einer oder mehreren Klappen, welche im letzteren Fall in einer oder in verschiedenen Ebenen angeordnet werden. Dementsprechend können einfache und mehrfache Klappenventile unterschieden werden.

Lederklappen.

Lederklappen werden hauptsächlich bei der Förderung von kaltem Wasser verwendet.

Fig. 267 u. 268. Lederklappe mit rundem Querschnitt[1]). Das Gelenk ist von der Lederscheibe selbst dadurch gebildet, daß diese mittelst einer Schiene am Ventilsitz festgeklemmt ist. Um der Klappe das nötige Gewicht zu verleihen und sie steif zu machen, ist eine Gußeisenplatte mit entsprechender Gegenscheibe aus Schmiedeeisen aufgenietet. Der Hub der Klappe wird durch ein am Ventilkastendeckel angegossenes Horn begrenzt.

Fig. 269 u. 270. Mehrfaches Ventil mit vier Klappen auf einer Sitzfläche. Die Anordnung links zeigt die Bildung des Gelenks durch die Lederplatte selbst, während bei der Anordnung rechts ein besonderes Metallgelenk angewandt ist; hierbei hebt sich die Klappe auch lotrecht von der Sitzfläche ab, so daß am ganzen Umfang des Sitzes ein Durchfluß stattfindet.

---

[1]) C. Bach, Maschinenelemente.

Fig. 271 bis 273. Doppelklappenventil mit zwei halbkreisförmigen Lederklappen in einer Ebene. Die nötige Belastung der nur durch dünne schmiedeeiserne Blechplatten beschwerten Klappen wird durch federnde Gummirohre erzielt. Das Wasser strömt durch die beiden Klappen in entgegengesetzter Richtung ab.

Fig. 274 u. 275. Doppelklappenventil mit zwei rechteckigen Lederklappen in verschiedener Höhe. Die Anordnung der Klappen in zwei

Fig. 267.

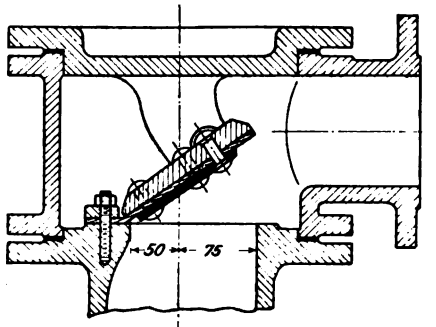
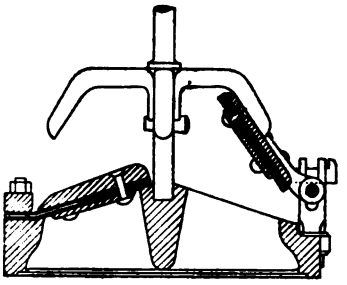


Fig. 269.



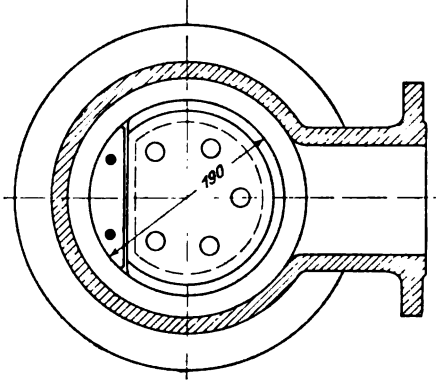


Fig. 268.

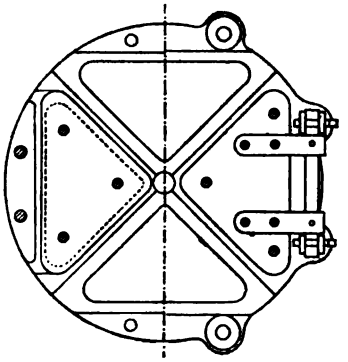


Fig. 270.

Etagen gestattet, das Wasser aus beiden Klappen nach der gleichen Richtung abzuführen, ohne daß der Durchmesser des Ventilsitzes größer gemacht wird.

Fig. 276 u. 277. (Konstruktion von A. Riedler.) Klappenventil mit Lederdichtung und gesteuerter Schlußbewegung für Kanalisationspumpen[1]). Wegen der groben Verunreinigungen, welche das Wasser dieser Pumpen mit sich führt, müssen die Klappen einen sehr großen Hub

[1]) A. Riedler, Schnellbetrieb.

haben; dies bedingt große Entfernung des Klappendrehpunkts vom Klappensitz und zwangläufige Schlußbewegung der Klappe. Die Sitzöffnung kann als ein Rechteck aufgefaßt werden, bei welchem die für den Wasseraustritt ungünstigen Ecken durch Abrundung vermieden sind. Die Klappe besteht aus drei Metallplatten und einer Dichtungsscheibe aus Leder. Ihre Führung erfolgt durch ein elastisches Band aus Gummi mit mehrfacher Einlage von Segelleinen. Der Schluß der Klappe geschieht zwangsmäßig durch den

Fig. 271.

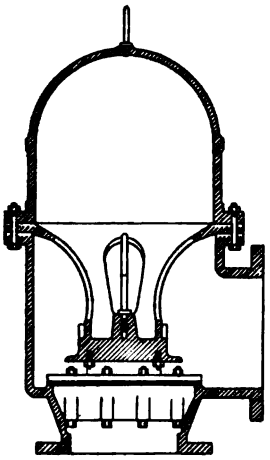
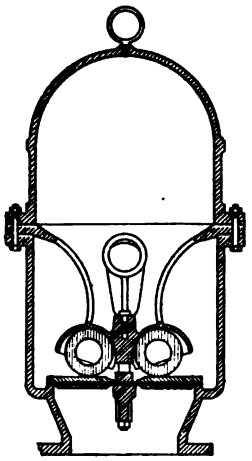


Fig 272.



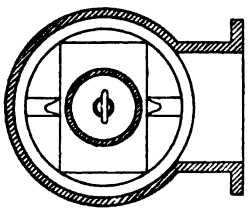


Fig. 273.

Druck einer Blattfeder, welche von der Steuerung abwärts bewegt wird und die Klappe auf ihren Sitz drückt.

Metallklappen.

Metallklappen verwendet man für die Förderung heißer Flüssigkeiten; außerdem werden sie hauptsächlich bei Feuerspritzen angeordnet, wo sich Lederdichtung wegen des Austrocknens und Hartwerdens des Leders beim Stillstand nicht eignet. Die Möglichkeit, Klappenventile mit geneigter

Sitzfläche zu bauen, gestattet eine sehr gedrängte Anordnung des die Saug- und Druckklappe enthaltenden Ventilkastens bei entsprechend kleinem schädlichem Raum der Pumpe.

Fig. 278 bis 281. Anordnung der Klappen bei Feuerspritzen[1]).

Fig. 276.

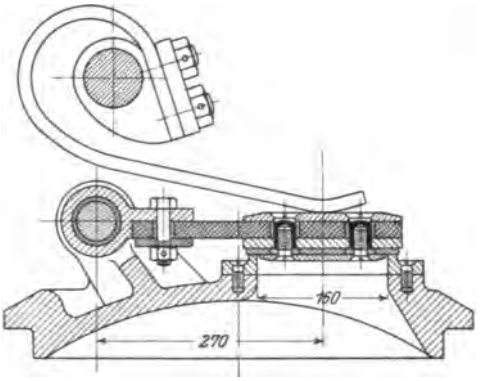


Fig 274.

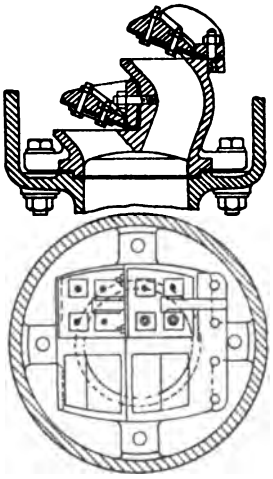


Fig. 275.

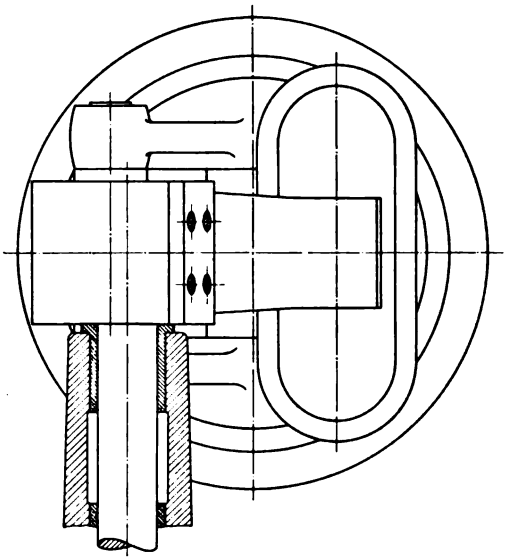


Fig. 277.

S ist der Saugraum, die Räume C_1 und C_2 schließen sich an die beiden einfachwirkenden Pumpenzylinder an, D steht mit dem Druckwindkessel in Verbindung. Die beiden Saugklappen (unten) und die beiden Druckklappen (oben) aus Bronze sind in einem luftdicht eingeschliffenen Hahn,

[1]) C. Bach, Maschinenelemente.

ebenfalls aus Bronze, untergebracht, derartig, daß sämtliche Klappen mit ihren Sitzen zugleich ein- und ausgebaut werden können. Die Klappen sind aufgeschliffen und haben ein Metallgelenk, dessen Drehzapfen d 1 bis 2 mm kleiner ist als der Lochdurchmesser d_1 im Auge der Klappe, damit das freie Spiel und das Aufsitzen der Klappe auf ihren Sitz möglichst wenig gehindert ist.

Fig. 278.

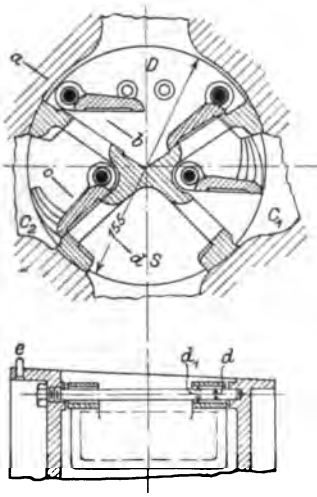


Fig. 279.

Fig. 280.

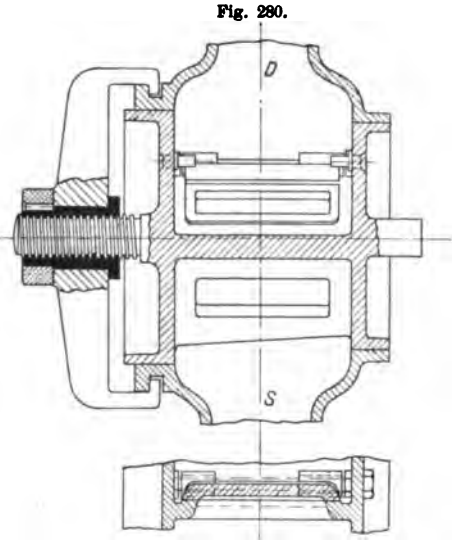


Fig. 281.

Fig. 282.

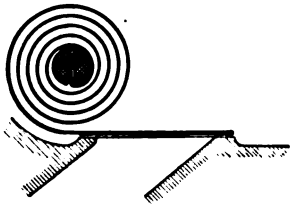


Fig. 283.

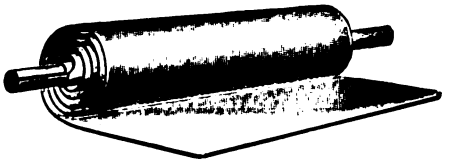


Fig. 282 bis 287. Federnde Metallklappe von M. F. Gutermuth, D. R. P., Kl. 47 g, Nr. 132429, 132844 und 133196.

Bei dieser Konstruktion sind Klappe, Scharnier und Belastungsfeder in einem Stück vereinigt. Die Herstellung erfolgt in der Weise, daß zuerst die eine Endkante des aus besonders widerstandsfähigem und zähem Stahl- oder Bronzematerial (Nickelstahl, schwedischer Holzkohlenstahl oder Tombak) gefertigten ebenen Blechs umgefalzt und in den Schlitz eines Dorns eingepaßt wird. Der Dorn wird in einer besonderen Wickelmaschine

in Drehung versetzt und das Blech soweit gerollt, daß nur der als Verschlußorgan dienende Teil flach bleibt (Fig. 282).

Durch ein besonderes Verfahren wird das Blech in verschiedener Dicke gewalzt, so daß die eigentliche Klappe eine dem sie belastenden Flüssigkeitsdruck entsprechende Stärke erhält, während der zur Bildung der Spiralfeder dienende Teil des Bleches zur Erzielung der erforderlichen Elastizität dünner ausgewalzt wird. Das Blech ist am Wickelende er-

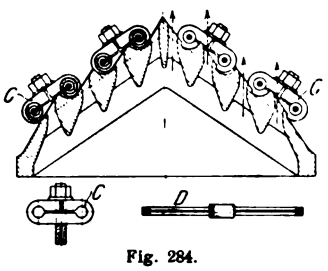


Fig. 284.

Fig. 285.

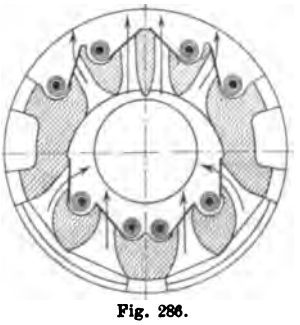


Fig. 286.

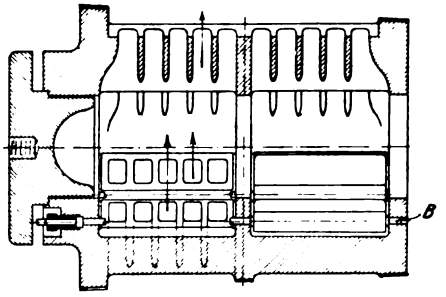


Fig. 287.

breitert (Fig. 283) zu dem Zweck, ein Streifen der federnden Windungen an den Gehäusewänden oder der benachbarten Klappe zu vermeiden.

Die zur Lagerung der Klappe dienende Spindel hat einen Längsschlitz, wie der beim Wickeln verwendete Dorn, nur ist sie etwa 1 mm dicker als dieser, damit die Spiralen auf ihr festsitzen und einer weiteren Befestigung nicht mehr bedürfen.

Die Vorteile, welche derartige federnde Klappen im Vergleich zu den älteren Klappenkonstruktionen bieten sind die folgenden:

Dadurch, daß die Masse der Klappe auf den denkbar geringsten Betrag vermindert ist, eignet sich die Klappe für Pumpen mit beliebig hoher Umdrehungszahl. Die mit einem Scharnier verknüpften wesentlichen Unzuträglichkeiten sind durch den Wegfall desselben vermieden. Durch eine entsprechend große Zahl der Windungen kann die Biegungsbeanspruchung der Spiralfeder, selbst bei großem Klappenhub, soweit herabgezogen werden, daß dieselbe innerhalb der für die Beanspruchung der Konstruktionsmaterialien üblichen Grenzen verbleibt, ein Federbruch durch das normale Klappenspiel also nicht zu erwarten ist. Dem naturgemäßen Verschleiß und der Zerstörung unterworfen ist nur die Platte und zwar in demselben Maße, wie dies bei allen Klappen- und Hubventilen mit ausschließlich metallischer Dichtung der Fall ist.

Der Umstand, daß die federnde Klappe an keine bestimmte Lage gebunden ist, daß sie gleich vorteilhaft liegend, hängend oder geneigt angeordnet werden kann, gewährt eine große Freiheit in der Disposition der Pumpe und ermöglicht eine außerordentlich günstige von Wirbelungen und starken Richtungsänderungen freie Wasserführung.

Die Konstruktion eines mehrfachen Klappenventils zeigt Fig. 284 und 285.

Fig. 284 ist ein Schnitt durch den Sitz, C sind Klammern, durch welche die Spindeln D paarweise in ihrer Mitte festgeklemmt werden. Die Klappen werden über die überhängenden Enden der Spindeln hereingestreift. Fig. 285 gibt eine Ansicht des Sitzes, in welcher die Klappen in verschiedenen Stellungen zur Anschauung gebracht sind.

Die Vereinigung der Saug- und Druckklappen einer größeren Pumpe auf gemeinschaftlichem Sitz zeigt Fig. 286 und 287. Letzterer ist kegelförmig gestaltet, er wird, nachdem das Ventil fertig montiert ist, in den Pumpenkörper eingesetzt und durch eine Druckschraube in demselben festgehalten (s. Fig. 366). Es sind acht Saugklappen und ebensoviele Druckklappen vorgesehen, welche zu zweien auf gemeinschaftlicher Spindel sitzen.

Gummiklappen.

Die Gummiklappen eignen sich für kaltes und lauwarmes Wasser, jedoch nur für kleine Pressungen. Es soll der Druck in der Dichtungsfläche nicht größer als 20 kg/qcm sein. Gummiklappen kommen mit oder ohne Hanfeinlage zur Verwendung und werden entweder so angeordnet, daß sie sich um eine gerade Kante biegen, oder daß die Aufklappung und Biegung um eine kreisförmige Kante erfolgt.

Fig. 288 u. 289. Rechteckige Gummiklappe. Der Hubfänger, durch welchen die Klappe ohne starke Pressung auf dem Sitz festgehalten wird, ist mit Schlitzen versehen, damit der Wasserdruck zum Schließen der Platte auf diese von oben wirken kann.

Fig. 290 bis 292. Runde Gummiklappe. Dieselbe wird am ganzen Umfang durch den Wasserstrom aufgebogen und legt sich gegen den aufgeschraubten Hubfänger aus Bronze. Die schließende Kraft wird durch

Fig. 288.

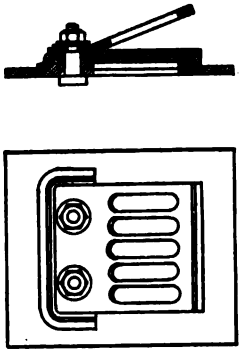


Fig. 289.

Fig. 290.

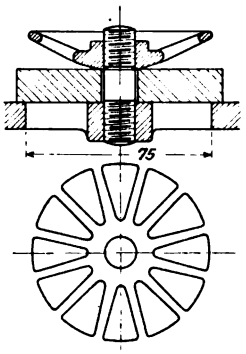


Fig. 292.

Fig. 291.

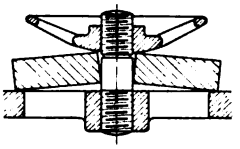


Fig. 293.

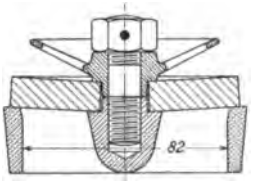


Fig. 294.

Fig. 295.

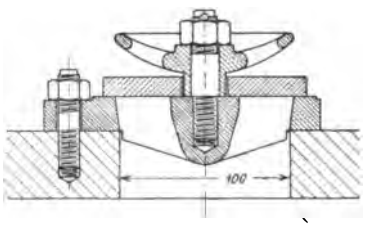
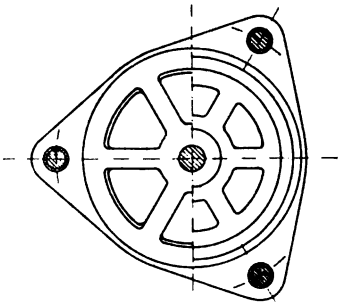


Fig. 296.



die Elastizität des Klappenmaterials erzeugt. Im ungespannten Zustand hat die Klappe die in Fig. 292 dargestellte Form, durch welche bewirkt wird, daß die Klappe auch ohne Belastung durch Wasserdruck sich dicht an die Sitzfläche anlegt. Der gleiche Zweck kann bei Verwendung von

ebenen Gummiklappen dadurch erreicht werden, daß der Fläche des Sitzes eine Neigung gegeben wird, wie Fig. 293 u. 294 zeigt. Es werden aber auch ebene Platten mit ebenem Sitz verwendet (Fig. 295 u. 296, Konstruktion von G. Kuhn, Stuttgart-Berg). Der Sitz von Gummiklappen muß gitterartig gestaltet werden, um der Platte zahlreiche Unterstützungsflächen zu bieten; die freitragende Länge der Platte darf selbst bei geringem Druck, wie dem von zwei Atmosphären, höchstens gleich der doppelten Plattendicke genommen werden, da sonst die Platte stark verdrückt wird. Bei kalkhaltigem Wasser setzen sich die kleinen Rostöffnungen leicht zu. Die Roststäbe sind so dünn zu machen, als es die Herstellung und Festigkeit gestattet.

Fig. 297.

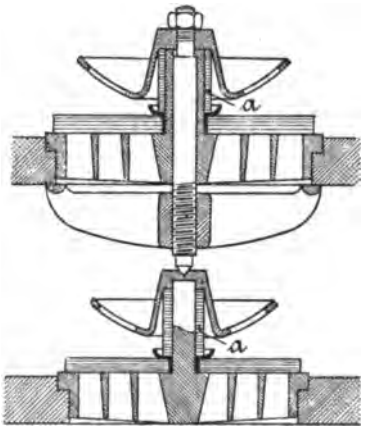


Fig. 297 u. 298. Runde Gummiklappen von großem Durchmesser. Um einen dem großen Sitzdurchmesser entsprechend großen Ventilhub zu erreichen, ist die Anordnung getroffen, daß die Klappen sich nicht nur umbiegen, sondern daß sie sich auch wie ein Hubventil lotrecht vom Sitz abheben können. Der rechtzeitige Schluß wird durch den Druck einer Gummirohrfeder a bewirkt, welche sich einerseits gegen den Hubfänger, andererseits gegen die aus Messing gefertigte Führungshülse der Klappe stützt.

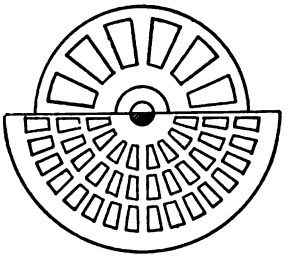


Fig. 298.

22. Verschiedene Betriebsvorrichtungen.

a) Vorrichtungen für das Ansaugen der Pumpe.

Es sei die Druckleitung mit Wasser, die Pumpe und die Saugleitung aber mit Luft gefüllt, wie dies nach einem Stillstand zum Zweck einer Ausbesserung, Reinigung usw. der Fall sein kann. Wird nun die Pumpe in Betrieb gesetzt, so muß sie, um das Wasser aus dem Brunnen anzusaugen, zunächst als Luftpumpe arbeiten. Man nennt diesen Vorgang das „trockene Ansaugen", im Gegensatz zur Inbetriebsetzung der Pumpe, wenn Pumpenraum und Saugleitung mit Wasser angefüllt sind.

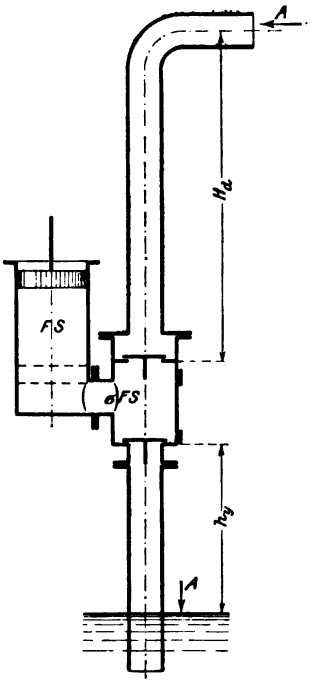


Fig. 299.

Der Kolben (s. Fig. 299) sei in die höchste Stellung gebracht und es sei dafür gesorgt, daß bei dieser Kolbenstellung die Pressung der Luft im Pumpenraum, dessen Rauminhalt aus dem Zylindervolumen FS und dem Volumen σFS des schädlichen Raums besteht, gleich dem Druck der Atmosphäre ist. Wird der Kolben abwärts bewegt, so steigt die Pressung der Luft im Pumpenraum solange, bis das Druckventil gehoben wird. Von diesem Augenblick an strömt Luft durch das Druckventil und die Pressung im Pumpenraum bleibt konstant, bis der Kolben das Ende seines Hubs erreicht hat. Ein Ausströmen von Luft durch das Druckventil wird aber nur stattfinden, wenn die Pressung im Pumpenraum mindestens gleich wird der auf dem Druckventil lastenden Pressung A der Atmosphäre, plus der Höhe H_d der Druckwassersäule, plus dem Widerstand h_d des Druckventils. Wenn der Kolben seinen tiefsten Stand erreicht hat, so ist der schädliche Raum σFS mit Luft von der Pressung $A + H_d + h_d$ erfüllt. Wird der Kolben wieder ganz in die Höhe gezogen, so dehnt sich diese Luft auf das Volumen $FS + \sigma FS$ aus, dabei sinkt ihr Druck auf den Wert A_1, welcher sich nach dem Mariotteschen Gesetz ergibt aus

$$A_1 (FS + \sigma FS) = (A + H_d + h_d)\,\sigma FS$$

$$A_1 = (A + H_d + h_d)\frac{\sigma}{1+\sigma} = (A + H_d + h_d)\frac{1}{1+\frac{1}{\sigma}}. \quad . \quad 314$$

Dies ist die geringste Pressung, welche im Pumpenzylinder zu erreichen ist.

Soll das Wasser aus dem Brunnen bis in den Pumpenzylinder hinaufsteigen können, so muß der Druck A der Atmosphäre auf den Wasserspiegel des Brunnens imstande sein, den Druck h_y der Saugwassersäule, die kleinste Pressung A_1 im Pumpenraum, den Widerstand h_s des Saugventils und den Widerstand h_s' des etwa vorhandenen Fußventils zu überwinden. Von sonstigen hydraulischen Bewegungswiderständen und von Massenkräften kann abgesehen werden unter der Annahme, daß die Pumpe mit sehr geringer Geschwindigkeit angelassen wird.

Als Bedingung dafür, daß ein trockenes Ansaugen möglich ist, ergibt sich daher

$$A > h_y + (A + H_d + h_d)\frac{1}{1+\frac{1}{\sigma}} + h_s + h_s'$$

oder

$$h_y < A - (A + H_d + h_d)\frac{1}{1+\frac{1}{\sigma}} - h_s - h_s'. \quad . \quad . \quad . \quad 315$$

Die Höhe, auf welche die Pumpe trocken ansaugen kann, ist also um so größer, je kleiner die Druckhöhe H_d, je kleiner σ, d. h. je kleiner der Inhalt des schädlichen Raums im Verhältnis zum Hubvolumen, und je kleiner die Ventilwiderstände h_s und h_s' sind.

Aus Gleich. 315 sind die Maßnahmen abzulesen, welche getroffen werden können, wenn die Verhältnisse ein trockenes Ansaugen der Pumpe bei gefüllter Druckleitung nicht gestatten.

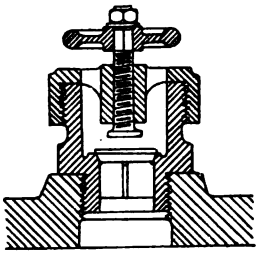


Fig. 300.

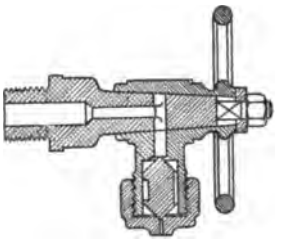


Fig. 301.

1. Man bringt im höchsten Punkt des Pumpenzylinders, unterhalb des Druckventils, ein kleines Hilfsdruckventil an, durch welches die Luft aus dem Pumpenzylinder solange in die Atmosphäre anstatt in die Druckleitung gepumpt werden kann, bis der Pumpenraum mit Wasser angefüllt ist. In der Bedingungsgleich. 315 ist dann $H_d = 0$ zu setzen, und an die Stelle des Druckventilwiderstandes h_d tritt der Widerstand h_d' des Hilfsventils, welcher sehr klein gehalten werden kann. Durch eine derartige Vorrichtung kann unter Umständen das trockene Ansaugen der Pumpe ermöglicht werden, ohne daß die Druckleitung entleert wird.

Fig. 300 zeigt die Ausführung eines solchen Ventils. Dasselbe kann durch Niederschrauben einer kleinen Spindel abgestellt werden, sobald der Pumpenzylinder mit Wasser gefüllt ist.

Die Konstruktion Fig. 301 von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal besteht aus einem doppelten Kegelventil in drehbarem

Gehäuse. In der gezeichneten Stellung wirkt das Ventil als Saugventil zum Schnüffeln von Luft; wird das Gehäuse mittelst des Handrads um 180° gedreht, so daß sich das Ventil oben befindet, so wirkt dasselbe als Hilfsdruckventil zum Entfernen der Luft aus dem Pumpenzylinder. Durch eine Drehung um 90° wird die Vorrichtung abgestellt.

2. Man trifft eine Vorrichtung, welche ermöglicht, die Druckleitung zu entleeren; dann wird in der Bedingungsgleich. 315 $H_d = 0$.

3. Man füllt den Pumpenraum und die Saugleitung mit Wasser an, so daß ein trockenes Ansaugen überhaupt nicht nötig ist. Diese Maßregel ist gleichbedeutend damit, daß $\sigma = 0$ wird. Dann ergibt die Bedingungsgleichung

$$A > h_y + h_s + h'_s,$$

d. h. der Atmosphärendruck muß größer als die hydrostatische Saughöhe und die Summe der Ventilwiderstände sein. Ist dies nicht der Fall, dann ist nicht nur das Ansaugen der Pumpe, sondern der Betrieb der Pumpe überhaupt nicht möglich, denn bei letzterem sind außer diesen Widerständen noch die hydraulischen Widerstände bezw. die Massenkräfte zu überwinden. Das Anfüllen von Saugleitung und Pumpe ist also ein Mittel, welches die Schwierigkeiten beim Anlassen vollständig beseitigt.

Bei weniger vollkommenen Einrichtungen nimmt man das Saugventil oder beide Ventile aus der Pumpe heraus und füllt das Wasser durch die Öffnung des Ventilkastendeckels ein, die Saugleitung muß dann natürlich ein Fußventil haben. Bei vollkommenen Anlagen ist ein Hahn oder Ventil vorgesehen, durch dessen Öffnung eine Verbindung zwischen Pumpenraum und Saugleitung bei Umgehung des Saugventils (Umgangshahn) hergestellt werden kann. In diesem Fall braucht man das Saugventil nicht herauszunehmen. Ist auch ein Umgangshahn am Druckventil vorgesehen, so besteht die Möglichkeit, Pumpenzylinder und Saugleitung mit dem Wasser des Druckwindkessels und der Druckleitung zu füllen. Der gleiche Zweck wird auch erreicht, wenn man Druck- und Saugraum durch einen Hahn oder Ventil unmittelbar miteinander in Verbindung setzen kann. Die Anordnung eines Umgangshahns ist in Fig. 348, diejenige von Umgangsventilen in Tafel IX und X ersichtlich. Bei der Konstruktion der Umgangsvorrichtung für das Druckventil ist darauf zu achten, daß kein Luftsack für den Pumpenraum entsteht.

Bei Pumpen mit langer Druckleitung wird ein Absperrventil oder eine Rückschlagklappe zwischen Pumpe und Druckleitung angeordnet, um den Druckventilkasten öffnen zu können, ohne daß die Leitung entleert wird.

b) Vorrichtungen zum Anlassen und Abstellen der Pumpen.

Häufig ist es notwendig, daß die Wasserlieferung unterbrochen werden kann, ohne daß die Pumpe stillgesetzt wird. Bei kleinen Speisepumpen

mit Antrieb durch ein auf der Schwungradwelle der Dampfmaschine sitzendes Exzenter bringt man zu diesem Zweck in der Saugleitung dicht unter dem Saugventil einen Hahn an. Wird dieser geschlossen, so scheidet sich bei der Saugwirkung des Kolbens im Pumpenraum Luft aus dem Wasser ab, unter Umständen tritt auch eine Verdampfung des Wassers ein; bei der Druckwirkung wird der Pumpeninhalt wieder zusammengedrückt, ohne daß die Ventile arbeiten.

Ferner kann eine Pumpe dadurch außer Tätigkeit gesetzt werden, daß eines ihrer Ventile durch eine mechanische Vorrichtung von seinem Sitz abgehoben wird, so daß es sich nicht mehr schließen kann. Wird z. B. das Saugventil angehoben, so strömt das Wasser bei der Druckwirkung des Kolbens durch die Öffnung des Saugventils zurück, anstatt daß es durch das Druckventil gepreßt wird. Die gleiche Wirkung wie durch das Anheben eines Ventils wird erzielt, wenn man seine Umführungsleitung öffnet. Wird z. B. zwischen Pumpenraum und Saugleitung eine Verbindung durch Öffnen des betreffenden Umgangshahns hergestellt, so pendelt die Saugwassersäule der Kolbenbewegung entsprechend auf und ab, eine Wasserförderung findet nicht statt. Ist kein Saugwindkessel aber ein Fußventil vorhanden, so ist diese Maßnahme nicht angängig, denn das Fußventil hindert das Wasser, bei der Druckwirkung des Kolbens in die Saugleitung zurückzuströmen, es wirkt wie ein Saugventil. In diesem Fall muß am Druckventil eine Umlaufvorrichtung vorhanden sein, allerdings lastet in diesem Fall die Pressung des Druckwindkessels fortwährend auf dem Kolben.

Wird der Pumpenraum durch Öffnen eines Hahns mit der Atmosphäre verbunden, so saugt der Kolben Luft in den Zylinder und drückt diese wieder in die Atmosphäre zurück. Ein solcher Hahn ist im höchsten Punkt des Pumpenraums anzubringen, dann wird so viel Wasser im Pumpenzylinder verbleiben, daß bei der Endstellung des Kolbens, welche dem Beginn der Saugwirkung entspricht, der schädliche Raum ganz mit Wasser angefüllt ist, wodurch das Wiederingangsetzen der Pumpe erleichtert wird.

Hat die Pumpe ihre eigene Antriebsmaschine, so ist es wirtschaftlicher, wenn diese und nicht die Pumpe dem Wasserbedarf entsprechend abgestellt und angelassen wird. Häufig ist es notwendig, daß dies selbsttätig erfolgt, so z. B. bei Reservoirpumpen entsprechend dem Steigen und Sinken des Wasserspiegels im Sammelbehälter, bei Akkumulatorpumpen entsprechend dem Auf- und Niedergang der Akkumulatortrommel usw. Je nach der Art der Antriebsmaschine und dem Verwendungszweck der Pumpe ist die Aufgabe, welche mit der Anlaß- und Abstellvorrichtung zu lösen ist, eine außerordentlich verschiedene. Es kann daher nur auf einige Beispiele hingewiesen werden.

Bei Dampfpumpen, welche ein Reservoir zu speisen haben, erscheint es sehr einfach, das Anlassen und Abstellen der Pumpe dadurch selbsttätig zu bewirken, daß man das Dampfeinlaßventil der Pumpe mit einem Schwimmer verbindet. Bei Verwendung gewöhnlicher Schwimmer besteht jedoch der Übelstand, daß das Dampfventil nur sehr langsam, dem Sinken des Schwimmers entsprechend, geöffnet wird und daß der Schwimmer sofort wieder abzuschließen beginnt, sobald die Lieferung der Pumpe gleich der augenblicklich aus dem Behälter fließenden Wassermenge geworden ist. Die Pumpe arbeitet daher in der Hauptsache mit gedrosseltem Dampf und das Dampfventil wird niemals ganz geschlossen. Eine Einrichtung, bei welcher der Schwimmer solange in seiner Tieflage verharrt, bis das Wasser im Sammelbehälter seinen höchsten Stand erreicht hat, dann aber plötzlich auf diesen Hochstand steigt und in diesem wieder verharrt, bis der Wasserspiegel in seine tiefste Stellung gesunken ist, um dann wieder mit einem Mal in seine Tieflage überzugehen, ist Pflaum & Gerlach in Berlin patentiert (erlosch. D.R.P. Kl. 59 Nr. 106381). Ein mit diesem Schwimmer verbundenes Dampfventil wird rasch und stets vollständig geöffnet und geschlossen.

Dampfpumpen, welche sich selbsttätig in Gang setzen und abstellen sollen, müssen die Fähigkeit haben, bei jeder Kolbenstellung anzulaufen. Ist die Dampfpumpe eine direkt wirkende, also ohne Drehbewegung, so muß sie eine Duplexpumpe sein, denn das Anlaufen der einzylindrigen sogen. Simplexpumpen erfolgt nicht mit genügender Zuverlässigkeit. Handelt es sich um eine Schwungradpumpe, so muß diese ebenfalls zwei Zylinder haben, denn wegen des toten Punkts im Kurbelgetriebe müssen mindestens zwei gegeneinander versetzte Kurbeln vorhanden sein. Soll die Pumpe mit Expansion arbeiten, worin ja der Hauptvorteil der Schwungradpumpe vor der Pumpe ohne Drehbewegung besteht, so muß die selbsttätige Einrichtung so getroffen sein, daß zum Anlassen die Steuerung auf große Füllung eingestellt ist, denn sonst bekommt die Pumpe bei gewissen ungünstigen Kurbelstellungen keinen Dampf, und daß die Pumpe, wenn sie im Gang ist, die Steuerung auf die nötige Betriebsfüllung selbsttätig umstellt, um ein Durchgehen der Maschine zu verhindern. Durch dieses Erfordernis wird die ganze Einrichtung bei Schwungradpumpen viel umständlicher und verwickelter als bei direkt wirkenden Pumpen. Zudem wird der Vorteil des sonst geringeren Dampfverbrauchs der Schwungradpumpen durch die fortwährende Betriebsunterbrechung bedeutend geschmälert.

Anlaß- und Abstellvorrichtungen für Schwungradpumpen, zum Speisen von Akkumulatoren, wie sie von G. Luther in Braunschweig, Haniel & Lueg in Düsseldorf-Grafenberg und R. Dinglinger in Cöthen ausgeführt wurden, sind in Ad. Ernst, „Die Hebezeuge", ausführlich dargestellt und eingehend besprochen. Ebendaselbst ist eine nach dem Entwurf von Ad. Ernst durch R. Dinglinger in Cöthen

ausgeführte Ein- und Ausrückvorrichtung einer Akkumulatorpumpe mit Riemenantrieb behandelt.

Das Anlassen und Abstellen geschieht in diesem Fall durch Verschieben des Riemens auf Fest- und Losscheibe mittelst eines durch Wasserdruck bewegten Kolbens. Dabei erfüllt die Konstruktion die Bedingung, daß die einmal eingeleitete Verschiebung des Riemens immer vollständig durchgeführt wird, gleichgültig, welche Bewegung die Akkumulatortrommel während der Verschiebung des Riemens ausführt.

Eine Vorrichtung zum selbsttätigen Ein- und Ausschalten von Pumpen bei einem bestimmten Druck ist P. Brotherhood in Lambeth (Grfsch. London) (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 96580) patentiert. Zur Bewegung des Umsteuerungsorgans ist ein durch Druckwasser bewegter Kolben vorgesehen.

Auf eine Vorrichtung zum Zweck, den Druck elektrisch betriebener Speisepumpen innerhalb bestimmter Grenzen zu erhalten, besitzt ferner die Elektrizitäts-Akt.-Ges. vormals Schuckert & Co. in Nürnberg ein Patent (D.R.P. Kl. 59, Nr. 110534). Durch eine an die Druckleitung angeschlossene Röhrenfeder wird ein Kipphebel betätigt, welcher die zum Ein- und Ausschalten des Pumpenmotors dienende elektrische Schaltvorrichtung beeinflußt.

c) Vorrichtungen zum Regeln der Fördermenge.

Die Fördermenge einer Kolbenpumpe ist durch das Produkt aus wirksamem Kolbenquerschnitt, Kolbenhub und Umdrehungszahl oder Hubzahl bestimmt. Durch Änderung einer dieser 3 Größen kann sie beeinflußt werden.

Eine Änderung des wirksamen Kolbenquerschnitts kann man dadurch bewirken, daß die Pumpe zwei wirksame Kolbenflächen von verschiedenem Querschnitt erhält, von welchen je nach dem Wasserbedarf die eine oder die andere entweder durch Anheben der Ventile oder durch Ausschalten derselben mittelst Umlaufvorrichtungen außer Wirkung gebracht werden kann. Dieser Gedanke liegt den Vorrichtungen von Capitaine & v. Hertling in Berlin (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 85111) und Hans Hoerbiger & Friedrich William Rogler in Budapest (D.R.P. Kl. 59a, Nr. 132883) zugrunde.

Eine Änderung des Hubs läßt sich bei Pumpen mit Kurbelantrieb durch Änderung des Kurbelradius erzielen, indem man den Kurbelzapfen in einem Schlitten verstellbar macht oder eine Kurbelscheibe mit mehreren in verschiedenem Abstand von der Drehachse angebrachten Löchern für den Kurbelzapfen vorsieht.

Die Änderung der Umdrehungszahl ist das natürlichste und am meisten angewandte Mittel zur Änderung der Fördermenge. Bei Pumpen mit Riemenantrieb kann man im Vorgelege ein Paar Stufenscheiben an-

ordnen, so daß man durch Umlegen des Riemens der Pumpe verschiedene Umdrehungszahl geben kann. Die Hubzahl von Dampfpumpen wird entweder durch Beeinflussung der Dampfspannung mittelst Drosselns, oder durch einen Zentrifugalregulator geändert.

Die Aufgabe des Regulators ist bei einer Dampfmaschine zum Betrieb eines Pumpwerks eine andere als bei einer Dampfmaschine, welche eine Transmission, einen elektrischen Generator usw. anzutreiben hat. Im letzteren Fall hat der Regulator zu bewirken, daß die Maschine bei allen Belastungen die gleiche Umdrehungszahl macht. Es wird dies dadurch erreicht, daß durch Verschiebung der Regulatormuffe die Füllung der Maschine der geforderten Leistung entsprechend geändert wird. Der Regulator muß nahezu astatisch, d. h. so gebaut sein, daß die Umdrehungszahl, bei welcher er seine höchste Stellung einnimmt, nur sehr wenig größer ist als die Umdrehungszahl, welche seiner tiefsten Lage entspricht. Zufolgedessen genügt eine kleine Steigerung der Umdrehungszahl, um den Regulator aus seiner tiefsten in seine höchste Stellung zu bringen und dabei die Füllung aus ihrem größten Wert in ihren kleinsten überzuführen.

Bei einem Pumpwerk dagegen ist, solange die Förderhöhe die gleiche ist, der Widerstand des Pumpenkolbens auch immer (annähernd) der gleiche, ganz einerlei ob die Pumpe langsam oder schnell geht. Da somit der notwendige mittlere Dampfdruck oder die Leistung der Maschine pro Umdrehung stets die gleiche bleibt, so ist auch die nötige Füllung immer dieselbe. Ein Pumpwerk soll aber je nach dem Wasserbedarf mit sehr verschiedenen Umdrehungszahlen betrieben werden können. Der grundsätzliche Unterschied in der Aufgabe der Regulatoren für Transmissionsdampfmaschinen und für Pumpwerksdampfmaschinen besteht daher darin, daß der Regulator im ersten Fall die Umdrehungszahl bei verschiedener Füllung, im zweiten Fall die Füllung oder die Leistung pro Umdrehung bei verschiedener Umdrehungszahl festzuhalten hat. Werden die ersteren Regulatoren „Geschwindigkeitsregulatoren“ genannt, so können die letzteren als „Leistungsregulatoren“ bezeichnet werden.

Ein Pumpwerksregulator muß stark statisch, d. h. so gebaut sein, daß die Umdrehungszahl, welche seiner höchsten Stellung entspricht, ein vielfaches von der Umdrehungszahl ist, bei welcher er seine tiefste Lage einnimmt. Außerdem muß der Regulator seine verschiedenen Lagen bei gleicher Stellung der Steuerung einnehmen können. Dies kann nach Angabe von F. J. Weiß (Z. d. V. d. I. 1891, S. 1065) auf zwei Arten bewirkt werden: entweder durch Änderung der Länge der Zugstange Z des Stellzeugs (Fig. 302), oder durch senkrechtes Verschieben des Regulatorhebeldrehpunkts B (Fig. 306, S. 282).

Es sei die Maschine mit einer bestimmten Umdrehungszahl im Betrieb, der Regulatorhebel befinde sich dabei in der in Fig. 302 (ausge-

zogen) gezeichneten Stellung. Der Steuerungshebel l, durch dessen Drehung die Füllung der Maschine beeinflußt wird, stehe auf der zum Betrieb der Maschine nötigen Füllung. Die Zugstange Z, welche diese beiden Hebel verbindet, ist mit ihrem unteren Ende in die Nabe eines Handrads eingeschraubt, welches im Ende des Steuerungshebels drehbar gelagert ist.

Wird nun durch Drehen dieses Rads die Zugstange (Fig. 302) beispielsweise verkürzt, so wird, da die Regulatormuffe einer Verschiebung mehr Widerstand entgegensetzt als der Steuerhebel, das Ende des letzteren in die Höhe gezogen, es wird eine größere Füllung eingestellt. Die Folge ist, daß die Maschine schneller läuft, dadurch steigt der Regulator und dreht den Steuerhebel wieder nach abwärts, bis dieser wieder in die Be-

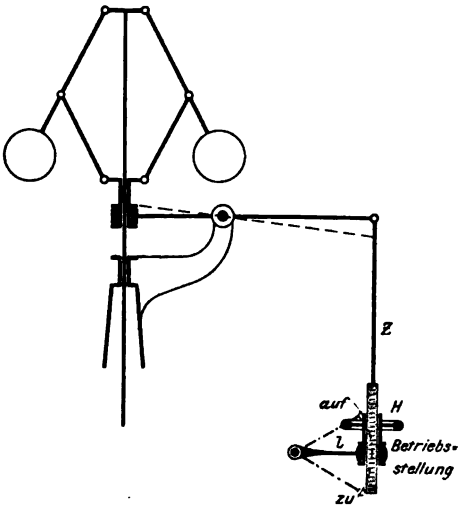


Fig. 302.

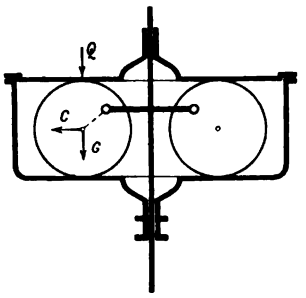


Fig. 303.

triebsstellung gelangt ist, d. h. bis wieder Gleichgewicht zwischen der Dampfarbeit und Widerstandsarbeit des Pumpenkolbens eingetreten ist. Der Regulator steht jetzt aber höher als vorher und dementsprechend ist auch die Umdrehungszahl der Maschine eine größere.

Die Konstruktion des Regulators von F. J. Weiß ist in Fig. 303 schematisch dargestellt. An einem auf der Regulatorspindel festsitzenden Querarm sind die beiden Schwungmassen vom Gewicht G exzentrisch aufgehängt, so daß sie durch die in ihrem Schwerpunkt wirkende Zentrifugalkraft C nach außen gedreht und gleichzeitig gehoben werden. Die Gewichte sind von einem Gehäuse umschlossen, das auf der Regulatorwelle frei verschiebbar ist und sich auf die Schwunggewichte mit der Kraft Q stützt, so daß die senkrechte Bewegung dieser Gewichte unmittelbar auf das Gehäuse

Fig. 304.

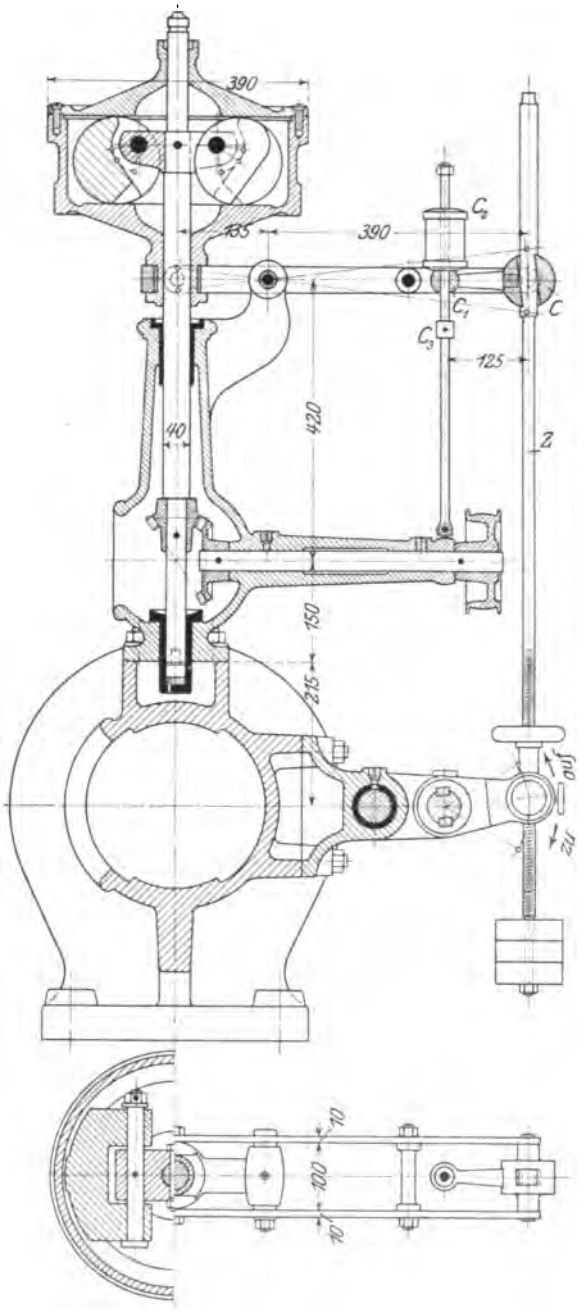


Fig. 305.

übertragen wird. Das untere Ende des letzteren bildet die Regulatormuffe, an welcher der Regulatorhebel angreift.

Die konstruktive Ausführung des Regulators zeigt Fig. 304 u. 305. In derselben ist eine besondere Vorrichtung zum selbsttätigen Abstellen der Maschine zu bemerken: Bei Transmissionsdampfmaschinen wird die Einrichtung getroffen, daß die Füllung der Maschine sehr klein oder Null wird, wenn der Regulator in seine höchste Stellung gelangt. Im Fall einer plötzlichen Entlastung nimmt die Umdrehungszahl der Maschine nur wenig zu, denn wegen des nahezu astatischen Charakters des Regulators steigt derselbe bei einer kleinen Steigerung der Umdrehungszahl in seine höchste Stellung und schließt dadurch die Dampfzufuhr zum Zylinder rasch ab. Bei einem Pumpwerk, das mit einem stark statischen Leistungsregulator betrieben wird, sind die Verhältnisse wesentlich andere: Es sei angenommen, die Pumpe werde mit ihrer höchsten zulässigen Umdrehungszahl betrieben, welche etwa 65 in der Minute betragen möge. Der Regulator wird alsdann in seiner höchsten Betriebsstellung, gleichzeitig aber die Steuerung auf Betriebsfüllung, die etwa 0,3 sein möge, stehen. Tritt nun durch einen Rohrbruch in der Druckleitung eine plötzliche Entlastung der Maschine ein, so muß, um ein Durchgehen derselben zu verhindern, die Steuerung rasch auf Nullfüllung gebracht werden. Da hierzu aber eine große Drehung des Steuerungshebels nötig ist, so müßte die Regulatormuffe noch um ein beträchtliches Stück steigen können, hiermit wäre aber wegen des stark statischen Charakters des Weißschen Regulators eine unzulässige Steigerung der Umdrehungszahl verbunden. Es ist deshalb die Einrichtung getroffen, daß, sobald die höchste zulässige Umdrehungszahl überschritten wird, die Verbindung zwischen Regulator- und Steuerungshebel gelöst und die Steuerung durch ein am Steuerhebel hängendes Gewicht rasch auf Nullfüllung gebracht wird.

Die Zugstange Z ist durch einen Einschnitt mit einer Nase versehen, mittelst welcher sie an einer im Regulatorhebel drehbar gelagerten Nuß C aufgehängt ist. In diese Nuß ist ein Hebel CC_1 eingeschraubt, auf dessen Ende C_1 ein Belastungsgewicht C_2 abwärts drückt. Hierdurch wird der Eingriff zwischen Zugstange und Nuß gesichert. Steigt der Regulator, so senkt sich die Nuß C; der Hebel CC_1, welcher an seinem Ende C_1 an einer vertikalen Stange geführt ist, behält aber seine horizontale Lage vermöge des Belastungsgewichts C_2 bei und der Eingriff der Zugstange in die Nuß bleibt erhalten, bis das Hebelende C_1 sich soweit nach abwärts bewegt hat, daß es gegen den Bund C_3 an der Führungsstange stößt. In diesem Augenblick hat der Regulator sich soweit gehoben, daß die Maschine ihre höchste zulässige Umdrehungszahl erreicht hat. Steigt der Regulator noch weiter, so bewegt sich auch die Nuß C noch weiter abwärts, da aber das Ende C_1 am Bund C_3 anliegt, so erfährt die Nuß C eine Drehung um ihre horizontale Achse, der Eingriff zwischen

Stange und Nuß wird gelöst und die Zugstange Z schlüpft durch den Schlitz der Nuß hindurch unter der Wirkung des an ihrem Ende hängenden Belastungsgewichts. Die Steuerung wird momentan auf Füllung Null eingestellt.

Die im vorstehenden beschriebene Einrichtung gestattet die Änderung der Umdrehungszahl des Pumpwerks nur von Hand, was bei Maschinen, welche einen Hochwasserbehälter zu speisen haben, vollständig genügend ist. Eine selbsttätige Regulierung der Umdrehungszahl in Abhängigkeit von dem Druck der geförderten Flüssigkeit, derart, daß die Umdrehungszahl um so mehr abnimmt, als die Pressung in der Druckleitung zunimmt, läßt sich durch die in Fig. 306 schematisch angegebene Verschiebung des Regulatorhebeldrehpunkts erzielen.

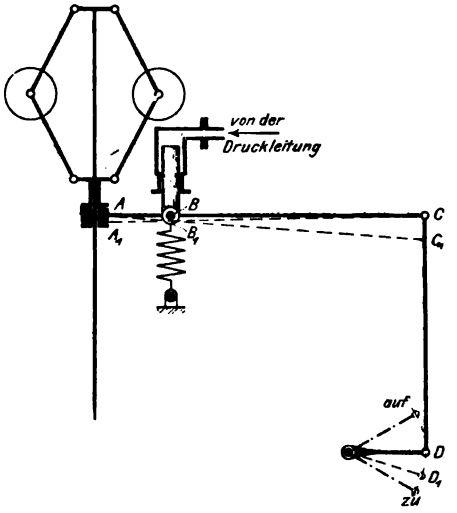


Fig. 306.

Der Drehpunkt des Regulatorhebels liegt im Kopf eines Plungers, auf welchen von unten eine Feder, von oben der Flüssigkeitsdruck des Wassers in der Druckleitung oder im Sammelgefäß wirkt. Wächst dieser Druck, so wird der Plunger abwärts geschoben. Man hat sich nun vorzustellen, daß zuerst B nach B_1 gelangt. Da der Widerstand der Regulatormuffe größer ist als der Widerstand des Steuerhebels, so bildet zunächst A den Drehpunkt für den Regulatorhebel und es kommt C nach C_1. Hierdurch wird aber die Füllung der Maschine zu klein, diese läuft daher langsamer; es sinkt infolgedessen die Regulatormuffe, wobei nunmehr B_1 den Drehpunkt bildet. Es wächst dadurch die Füllung und zwar solange bis die Dampfarbeit gleich der Widerstandsarbeit des Pumpenkolbens geworden ist und der Regulatorhebel etwa in die Stellung A_1 C

gelangt. Entsprechend der Verschiebung der Muffe von A nach A_1 ist die Umdrehungszahl der Pumpe jetzt eine kleinere als vorher.

Eine Verwendung des Weißschen Regulators zur selbsttätigen Regelung der Umdrehungszahl und zum selbsttätigen Abstellen von Akkumulatorspeisepumpen bei einem Rohrbruch ist in Ad. Ernst, Die Hebezeuge beschrieben.

Neben dem Regulator von Weiß ist der Leistungsregulator von Tolle, gebaut von Theod. Wiede's Maschinenfabrik, A.-G., in Chemnitz, sowie der Leistungsregulator von Stumpf, gebaut von Steinle & Hartung in Quedlinburg anzuführen. Der letztere macht eine Auslösevorrichtung entbehrlich. Er besitzt einen großen Muffenhub, der gleichsam aus 2 Teilen besteht: für den unteren Teil des Muffenhubs ist der Regulatur stark statisch, für den oberen Teil aber nahezu astatisch. Die unteren Muffenstellungen dienen für die Leistungsregelung wie beim Regulator von Weiß. Überschreitet die Muffe eine gewisse Hubhöhe, welche der größten zulässigen Umdrehungszahl entspricht, so steigt der Regulator rasch nach oben und stellt hierdurch die Steuerung auf Füllung Null. Näheres hierüber ist in M. Tolle, Die Regelung der Kraftmaschinen, Verlag von J. Springer, Berlin zu finden.

23. Rohrleitungen.

Als Material für die Herstellung der Röhren wird verwendet: Gußeisen, Schmiedeisen, Stahl, Kupfer, Messing, Blei, Zinn mit Bleimantel, Ton, Zement, Porzellan, Glas, Holz, Papier mit Asphaltüberzug; Schläuche werden aus Hanf, Leder, Gummi oder Kautschuk usw. angefertigt.

Schmiedeiserne Röhren werden, besonders durch sauere Grubenwässer, schneller als gußeiserne angegriffen, sind deshalb von geringerer Dauer als diese, haben aber den Vorteil der größeren Festigkeit gegen Stöße und des kleineren Gewichtes, weshalb sie insbesondere bei Schachtleitungen die gußeisernen Röhren immer mehr verdrängen. Die schmiedeisernen Röhren sind gezogen, geschweißt und bei größeren Durchmessern genietet.

Gußeiserne Röhren können gegen das Angreifen durch sauere Wässer auch durch geeigneten Anstrich, z. B. mit Teer, Asphalt, Zement, Litholid, Firnis u. dergl. oder durch Emaillierung, Ausfütterung mit Holzdauben, Kautschuküberzug geschützt werden; Schmiedeisenröhren erhalten nach Erhitzung auf 200° einen Anstrich von Teer oder Mennige mit Leinöl gemischt.

Kupfer und Messing zeichnen sich durch große Dauerhaftigkeit aus, werden aber wegen des hohen Preises nur selten benutzt. Blei wird nur für kleine Durchmesser angewendet, bei Pumpen für Trinkwasser

würden Bleiröhren eine Vergiftung des einige Zeit in ihnen stehenden Wassers herbeiführen können; es sollen daher in diesem Falle nur Bleiröhren zur Verwendung kommen, welche innen einen Überzug von Zinn oder Schwefelblei erhalten haben.

Röhren aus Ton, Zement, Porzellan, Glas werden bei Flüssigkeiten benutzt, welche Metalle angreifen; Wasserleitungen aus Ton oder Zement finden sich vielfach, wenn der Druck gering ist.

Röhren aus asphaltiertem Papier sollen sich für saure Grubenwässer bei geringem Druck als geeignet erwiesen haben.

Holzröhren finden sich nur noch bei Handpumpen.

Während die Röhren starr sind, haben die Schläuche eine gewisse Biegsamkeit, die für bestimmte Fälle, wie bei Spritzen, notwendig ist.

Hanfschläuche werden aus Hanf ohne Naht gewebt und kommen roh oder vorbereitet zur Verwendung; im letzteren Falle sind sie mit einer Lösung von Gerbstoff durchtränkt und im Innern mit einer Gummimasse dünn ausgekleidet, wodurch eine vollkommene Dichte erzielt und die Dauerhaftigkeit erhöht wird. Saugschläuche werden gegen den äußeren Überdruck durch innere und äußere Drahtwicklung aus Eisen mit Zinn- oder Kupfer-Überzug, besser aus Messing, widerstandsfähig gemacht und zum Schutze gegen Beschädigung mit einer stark geteerten Schnur umwickelt.

Lederschläuche werden aus Rindleder hergestellt und zwar entweder genäht oder genietet.

Die Gummischläuche bestehen aus geschwefeltem Kautschuk mit einer oder mehreren Hanfeinlagen. Als Saugschläuche werden sie wie die Hanfschläuche mit Draht- oder Schnurwicklung versehen.

Biegsame Metallschläuche werden durch schraubenförmiges Aufwickeln eines Metallbandes von geeignetem Querschnitt hergestellt, dessen übereinander greifende Ränder ein Dichtungsmaterial (Gummi, Asbest) aufnehmen.

Bezüglich der Rohr- und Schlauchverbindungen, Dichtungen, sowie weiterer Einzelheiten der Röhren und Schläuche kann auf die bekannten Werke über Maschinenelemente verwiesen werden; hier seien nur noch Angaben über die gebräuchlichen Abmessungen und die zulässigen Inanspruchnahmen beigefügt.

Bei einer lotrechten langen Röhrenleitung können die Wanddicken, dem nach oben abnehmenden Druck entsprechend, verschieden groß genommen werden, um an Gewicht zu sparen.

Gußeiserne Röhren. Dieselben werden je nach der Art der Verbindung als Flanschen- oder Muffenröhren bezeichnet. Die Wandstärke s ist mit Rücksicht auf die Herstellung, die Beförderung und die Verlegung nach Bach für p_i bis 10 at. zu nehmen

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{D}{60} + 7 \text{ mm für stehend gegossene Röhren,} \\ s &= \frac{D}{50} + 9 \text{ mm „ liegend „ „} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 316$$

Die Festigkeitsberechnung auf inneren Druck ist nach der von Bach angegebenen Formel 302

$$s = \frac{1}{2}\left[\sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}} - 1\right] D + a$$

auszuführen; hierbei bezeichnet D die innere Weite des Rohres, p_i den Druck, k_z die zulässige Materialbeanspruchung in kg für 1 qcm Querschnitt und a einen Zuschlag, welcher für stehend gegossene Rohre zu 7 mm anzunehmen ist.

Für Gußeisen kann $k_z = 100$ bis 200 gesetzt werden, um den Stößen Rechnung zu tragen. Gibt Gleich. 302 kleinere Werte als die Formel 316, so ist die letztere maßgebend.

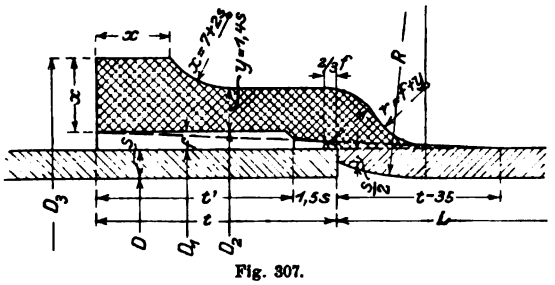


Fig. 307.

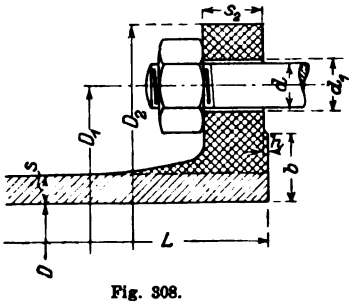


Fig. 308.

Für die Berechnung von Saugleitungen, welche ein Fußventil haben, ist die ganze Förderhöhe zugrunde zu legen.

Für Drucke bis 10 at. kann zweckmäßig die vom Verein deutscher Ingenieure und dem Verein der Gas- und Wasserfachmänner Deutschlands im Jahre 1882 gemeinschaftlich aufgestellte Tabelle (Ergänzungen betr. der Gewichte siehe in Bach's Maschinenelementen) benutzt werden, welche sich auf die in den Schnittfiguren 307 u. 308 angegebenen Abmessungen bezieht und auf S. 288 wiedergegeben ist.

Die Schenkellänge L der Krümmungs- und T-Stücke bei Flanschenrohren bestimmt sich aus der Formel $L = D + 100$ mm. Bei der Berechnung der Gewichte von Formstücken ist dem Gewichte, welches nach den normalen Abmessungen berechnet ist, ein Zuschlag von 15 % bei Krümmern ein solcher von 20 % zu geben. Flanschen-Formstücke, deren Abzweig einen Durchmesser von 400 mm und mehr besitzt, sind von 2 at. Betriebsdruck an sowohl in ihren Wandungen, als auch durch Rippen zu verstärken.

Für die Anordnung der Schraubenlöcher gilt die Regel, daß in der Lotebene durch die Achse des Rohres sich keine Schraubenlöcher befinden sollen.

Baulänge der Flanschenschieber $D + 200$.

Baulänge der Muffenschieber mit eingetriebenen Sitzringen

$$0{,}7\,D + 100,$$

mit eingebleiten Sitzringen $D + 250 - 2$ t.

Röhren aus Schmiedeisen und Stahl. Die Festigkeitsberechnung kann nach Gleich 302 mit $k_z = 500$ kg für Schmiedeisen und $k_z = 800$ kg für Stahl ausgeführt werden. Die gewöhnlichen Abmessungen von übereinander geschweißten, sogenannten patentgeschweißten Röhren sind folgende:

Äußerer Durchmesser in	mm	38	41,5	44,5	47,5	51	54	57	60	63,5	70	76
	engl. Zoll	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 7/8	2	2 1/8	2 1/4	2 3/8	2 1/2	2 3/4	3
Normalwandstärke in . .	mm	2,25	2,25	2,25	2,25	2,50	2,50	2,75	3	3	3	3

Die Länge beträgt 4 bis 6 m.

Solche Röhren können für Drucke bis zu 15 at. verwendet werden; bei höherem Druck ist die Wandstärke größer zu nehmen. Für kleinere Drucke, etwa bis zu 6 at., lassen sich die stumpfgeschweißten Gas- und Wasserleitungsröhren anwenden, deren gebräuchliche Abmessungen sind:

Innere Weite in engl. Z. .	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/2	4
Äußerer Durchm. in mm . .	10,5	13	16,4	21	27	33,5	42	48	52	59,5	70	76	83	89	102	114

Diese Röhren werden in Längen bis zu 4,25 m geliefert.

In Fig. 309 ist eine Verbindung für aus schmiedeisernen Röhren, sogen. Preßröhren hergestellte Hochdruckleitungen angegeben, bei welcher metallische Dichtung angewendet ist. Das eine Rohrende ist glatt gefräst, das andere doppelt konisch gefräst; beide werden durch eine Muffe mit Rechts- und Linksgewinde aufeinander gepreßt. Die gezeichnete Verbindung genügt für 200 at. Druck. Für die Herstellung sind besondere Schneidkluppen notwendig, die sowohl das Gewinde schneiden als auch die Dichtflächen fräsen, so daß letztere vollständig richtig zum Gewinde liegen, da sonst Dichtheit nur schwer erreichbar ist.

Kupferröhren werden in lichten Weiten von 3 bis 250 mm, gewöhnlich in Abstufungen von je 5 mm, angefertigt. Die Wandstärke kann von 0,75 bis 6 mm genommen werden, die Länge bis zu 4 m bei gelöteten, bis zu 6 m bei gezogenen Röhren.

Messingrohre haben folgende gebräuchliche Abmessungen:
Lichte Weite 4 bis 150 mm,
Wanddicke 1/2 bis 5 mm.

Bleirohre werden in lichten Weiten von 6 bis 70 mm und Wandstärken von 2 bis 6,5 mm in den Handel gebracht.

Zinnrohre mit Bleimantel für 5 bis 6 at. Druck werden von 10 bis 40 mm lichte Weite benutzt.

Hanfschläuche werden von 16 bis 100 mm innerem Durchmesser und bis zu 30 m Länge geliefert; der Probedruck soll bei rohen Schläuchen 10 at., bei vorbereiteten 20 at. betragen.

Gummischläuche werden von 10 bis 150 mm lichter Weite und in Längen bis zu 20 m angefertigt.

83	89	95	102	108	114	121	127	133	140	146	152	159	165	171	178	191
3 1/4	3 1/2	3 3/4	4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6	6 1/4	6 1/2	6 3/4	7	7 1/2
3,25	3,25	3,25	3,75	3,75	3,75	4	4	4	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5,5

Inbetreff der Abmessungen von Metallschläuchen siehe z. B. die Listen der Metallschlauchfabrik Pforzheim.

Wagrechte Rohrleitungen sind in Abständen von 1 bis 3 m zu lagern und zwar möglichst derart, daß die Röhren sich ungehindert auf den Lagern verschieben können. Lotrechte Leitungen müssen in einer Entfernung von je 15 bis 20 m gestützt und auch gegen seitliche Schwankungen gesichert werden. Jede Abteilung der lotrechten Leitung zwischen zwei Stützpunkten ist so anzuordnen, daß die einzelnen Röhren aufeinander stehen und sich auf die Verlagerung stützen, nicht aneinander und somit auch nicht an letzterer hängen. Die Verbindung der einzelnen Abteilungen geschieht durch Stopfbüchsen.

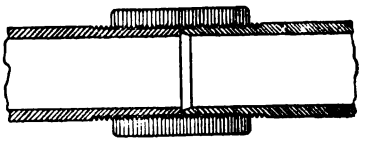


Fig. 309.

Die Saugleitung muß vollkommen luftdicht sein und auf ihrer ganzen Länge gegen die Pumpe zu steigen, damit sich keine Luftsäcke bilden.

Für den Anschluß des Saugrohrs an den Pumpenzylinder ist zu beachten, daß sich in keinem Falle an dieser Stelle Luft festsetzen darf.

Der lichte Rohrquerschnitt ist zu bestimmen:

Bei Leitungen ohne Windkessel aus

$$F_r v_r = F u_m$$

$$F_r = F \frac{u}{v_r}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 317$$

Lichter Durchmesser des Rohres D	Normal-Wandstärke s	Gewicht eines Rohrstückes von 1 m Länge ausschl. Muffe oder Flansche	Muffenröhren: Stärke der Dichtungsfuge f	Innere Muffenweite D_2	Innere Muffentiefe t	Dichtungstiefe t'	Übl. Nutzlänge eines Rohres L	Gewicht eines Rohres von vorstehender Länge	Flanschenröhren: Durchmesser des Flansches D_3	Dicke s_2 des Flansches	Breite der Dichtungsleiste b	Höhe der Dichtungsleiste h	Lochkreisdurchmesser D_1	Anzahl der Schrauben	Stärke der Schrauben d		Länge der Schrauben l	Durchmesser des Schraubenloches d_1	Übliche Baulänge L	Gewicht eines Rohres von vorstehender Baulänge
mm	mm	kg	mm	mm	mm	mm	m	kg	mm	mm	mm	mm	mm	Stück	mm	engl. Zoll	mm	mm	m	kg
40	8	8,75	7,0	70	74	62	2	20,18	140	18	25	3	110	4	13	1/2	70	15	2	21,28
50	8	10,57	7,5	81	77	65	2	24,28	160	18	25	3	125	4	16	5/8	75	18	2	25,96
60	8,5	13,26	7,5	92	80	67	2	30,41	175	19	25	3	135	4	16	5/8	75	18	2	32,44
70	8,5	15,20	7,5	102	82	69	3	49,95	185	19	25	3	145	4	16	5/8	75	18	3	52,02
80	9	18,24	7,5	113	84	70	3	59,81	200	20	25	3	160	4	16	5/8	75	18	3	62,40
90	9	20,29	7,5	123	86	72	3	66,57	215	20	25	3	170	4	16	5/8	75	18	3	69,61
100	9	22,34	7,5	133	88	74	3	73,22	230	20	28	3	180	4	19	3/4	85	21	3	76,94
125	9,5	29,10	7,5	159	91	77	3	94,94	260	21	28	3	210	4	19	3/4	85	21	3	99,82
150	10	36,44	7,5	185	94	79	3	119,21	290	22	28	3	240	6	19	3/4	85	21	3	124,70
175	10,5	44,36	7,5	211	97	81	3	145,08	320	22	30	3	270	6	19	3/4	85	21	3	151,00
200	11	52,86	8,0	238	100	83	3	172,99	350	23	30	3	300	6	19	3/4	85	21	3	180,00
225	11,5	61,95	8,0	264	100	83	3	202,71	370	23	30	3	320	6	19	3/4	85	21	3	207,89
250	12	71,61	8,5	291	103	84	4	306,05	400	24	30	3	350	8	19	3/4	100	21	3	240,79
275	12,5	81,85	8,5	317	103	84	4	349,91	425	25	30	3	375	8	19	3/4	100	21	3	274,37
300	13	92,68	8,5	343	105	85	4	396,50	450	25	30	3	400	8	19	3/4	100	21	3	308,68
325	13,5	104,08	8,5	369	105	85	4	445,15	490	26	35	4	435	10	22,5	7/8	105	25	3	351,20
350	14	116,07	8,5	395	107	86	4	496,51	520	26	35	4	465	10	22,5	7/8	105	25	3	390,79
375	14	124,04	9,0	421	107	86	4	530,43	550	27	35	4	495	10	22,5	7/8	105	25	3	420,70
400	14,5	136,89	9,5	448	110	88	4	586,71	575	27	35	4	520	10	22,5	7/8	105	25	3	461,55
425	14,5	145,15	9,5	473	110	88	4	621,82	600	28	35	4	545	12	22,5	7/8	105	25	3	490,73
450	15	158,87	9,5	499	112	89	4	680,38	630	28	35	4	570	12	22,5	7/8	105	25	3	536,39
475	15,5	173,17	9,5	525	112	89	4	741,65	655	29	40	4	600	12	22,5	7/8	105	25	3	584,33
500	16	188,04	10,0	552	115	91	4	806,64	680	30	40	4	625	12	22,5	7/8	105	25	3	633,50
550	16,5	212,90	10,0	603	117	92	4	913,94	740	33	40	5	675	14	26	1	120	28,5	3	727,26
600	17	238,90	10,5	655	120	94	4	1026,75	790	33	40	5	725	16	26	1	120	28,5	3	811,52
650	18	273,86	10,5	707	122	95	4	1178,54	840	33	40	5	775	18	26	1	120	28,5	3	921,84
700	19	311,15	11,0	760	125	96	4	1342,64	900	33	40	5	830	18	26	1	120	28,5	3	1046,45
750	20	350,76	11,0	812	127	97	4	1514,33	950	33	40	5	880	20	26	1	120	28,5	3	1171,90
800	21	392,69	12,0	866	130	98	4	1700,03	1020	36	45	5	940	20	29,5	1 1/8	130	32	3	1297,0
900	22,5	472,76	12,5	970	135	101	4	2051,21	1120	36	45	5	1040	22	29,5	1 1/8	130	32	3	1567,0
1000	24	559,76	13,0	1074	140	104	4	2435,03	1220	36	45	5	1140	24	29,5	1 1/8	130	32	3	1872,0
1100	26	666,81	18,0	1178	145	106	4	2911,00												
1200	28	783,15	18,0	1282	150	108	4	3427,10												

bei Leitungen mit Windkessel aus

$$F_r v_r = Q$$

$$F_r = \frac{Q}{v_r}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 318$$

wenn F_r den lichten Rohrquerschnitt, F den Kolbenquerschnitt, v_r die mittlere Wassergeschwindigkeit in der Leitung, u_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit und Q die sekundliche Wasserlieferung bedeutet.

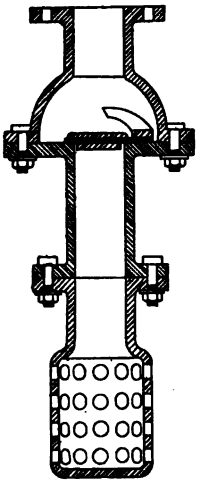
Die mittlere Wassergeschwindigkeit wird bei Saugleitungen durchschnittlich $v_r = 0{,}8$ bis 1 m gewählt, bei großer Saughöhe oder langer Leitung kleiner. Bei Druckleitungen beträgt v_r durchschnittlich 1,0 bis 2 m, bei hohem Druck mehr. Je größer die Wassergeschwindigkeit, um so enger und billiger wird die Leitung, um so größer ist aber der Leitungswiderstand. Es sind also Anlage- und Betriebskosten gegeneinander abzuwägen.

24. Saugkopf und Fußventil.

Das Ende des Saugrohrs wird, da die zu fördernde Flüssigkeit meist Unreinigkeiten enthält, die von der Pumpe ferngehalten werden müssen, mit einem Kopf oder Korb versehen, der zahlreiche, in ihrer Größe den Unreinigkeiten entsprechende Öffnungen enthält. Diese Saugkörbe können in verschiedener Weise geformt werden, jedenfalls muß aber der Gesamtquerschnitt der Öffnungen 3 bis 4 mal größer als der des Saugrohres sein, damit bei Verstopfung eines Teiles der Löcher und mit Rücksicht auf die starke Kontraktion der genügende Durchflußquerschnitt noch vorhanden ist. Es wird daher gewöhnlich das Saugrohrende erweitert oder ein besonderer Kopf von größerem Durchmesser angeordnet. Im ersten Fall werden die Löcher in der Erweiterung am Boden oder in der Wandung angebracht; letzteres ist zweckmäßiger, da sich die Öffnungen weniger leicht verstopfen. Besondere Saugkörbe werden aus Gußeisen (vergl. Fig. 310 bis 312), gelochtem Eisen-, Kupfer- oder Messingblech (Fig. 313 und 314), Drahtgeflecht (Fig. 315) oder einem Stangenrost gebildet. Bei den Rohr- oder Abessinierbrunnen wird das untere Ende des schmiedeisernen Saugrohres mit zahlreichen Löchern versehen und mit einem feinen Messinggewebe umgeben, um das Eindringen von Schwemmsand zu verhüten. Saugköpfe aus gelochtem Kupfer- oder Weißblech, wie sie z. B. bei Feuerspritzen angewendet werden und in Bachs „Konstruktion der Feuerspritzen“ S. 14 beschrieben sind, werden durch Schutzspangen aus verzinnten schmiedeisernen Stangen oder durch ein Korbgeflecht gegen Beschädigungen und gegen Verstopfen der kleinen Löcher des Seihers geschützt.

Einige Beispiele von Saugköpfen, welche zugleich die Anordnung von Fußventilen zeigen, sind in den Fig. 311 bis 317 dargestellt.

Fig. 311.



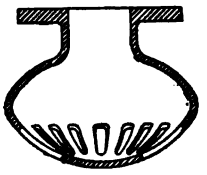


Fig. 310.

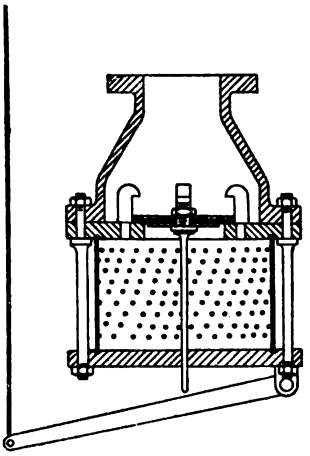


Fig. 313.

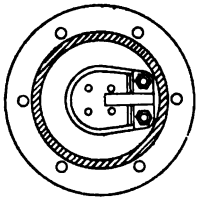


Fig. 312.

Fußventile gestatten, die Saugleitung vor dem Anlassen der Pumpe mit Wasser zu füllen, und verhindern, daß sich die Saugleitung beim Abstellen der Pumpe entleert. Sie werden angebracht, sobald die Saughöhe etwa 3 m überschreitet. Bei der Konstruktion dieser Ventile, welche in ihrer Ausführung den Pumpenventilen gleichen, ist zu berücksichtigen, daß der Durchgangswiderstand möglichst gering sein soll, was leicht zu erreichen ist, da es sich nicht um spielende Ventile handelt, ihre Belastung also nicht mit Rücksicht auf rechtzeitigen Schluß gewählt werden muß.

Es kommen, wie die Figuren zeigen, Tellerventile, Klappen und Kugeln zur Verwendung. Bei der Formung des Ventilkastens ist insbesondere darauf zu achten, daß das Ventil in gehobenem Zustande den Durchflußquerschnitt des Ventilraumes und des anschließenden Saugrohres

nicht verengt. Soll ein mit Fußventil versehenes Saugrohr auch entleert werden können, so muß das Fußventil von außen mittelst eines durch Stange bewegbaren Hebels gehoben werden können, wie z. B. Fig. 313 darstellt.

Ist ein Fußventil angeordnet, so sind die Wandstärken der Saugleitung wie diejenigen der Druckleitung zu berechnen.

Für Saugrohre von über 50 mm Durchmesser werden die Saugkörbe und Fußventilkästen gewöhnlich mit Flanschen, für engere Saugrohre mit Schlauchstutzen oder Gewinde zur Befestigung des Saugrohres bezw. Schlauches versehen. Bezüglich des in Fig. 314 angegebenen Saugkorbes

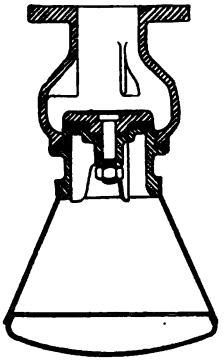


Fig. 314.

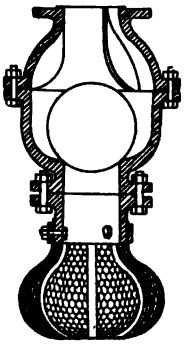


Fig. 315.

Fig. 316.

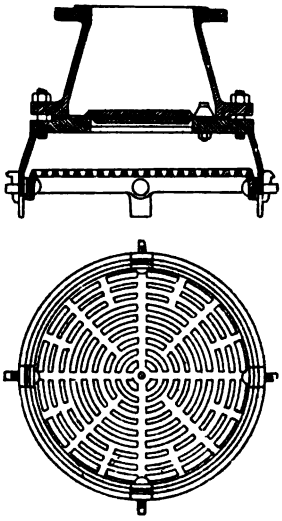


Fig. 317.

ist zu bemerken, daß der Seiher aus Kupfer- oder Weißblech an den Ventilsitz aus Messing gelötet wird; das Ventil besteht aus einem metallenen Führungskörper, einer Dichtungsplatte aus Leder, einer gußeisernen Belastungsscheibe und der Schraube zur Verbindung dieser Teile. Der aus Messing- oder verzinktem Eisendraht hergestellte Saugkorb Fig. 315 ist an das zweiteilige Ventilgehäuse aus Gußeisen angeschraubt; als Fußventil dient eine Gummikugel mit Eisenkern. Bei dem in Fig. 316 u. 317 dargestellten, von Baumann angegebenen Saugkorb ist die Siebfläche nach innen gelegt und dadurch das Entleeren des Sumpfes bis nahe der Bodenfläche ermöglicht. Das Sieb läßt sich leicht herausnehmen und ersetzen.

II. Beispiele ausgeführter Kolbenpumpen.

25. Pumpen mit Handbetrieb.

Der Handbetrieb eignet sich naturgemäß nur für kleine Leistungen. Man trifft ihn bei Pumpen, die nicht andauernd im Betrieb sind, und bei solchen, deren Verwendungsort wechselt (transportable Pumpen).

Der Antrieb durch die Hand geschieht mittelst Hebel oder Kurbel. Senkrecht angeordnete Hebel (Fig. 318 u. 319), welche wagerecht hin- und herbewegt werden, heißen Schwunghebel oder Schwengel, im Gegensatz zu den wagerecht liegenden durch die Hand auf und ab bewegten Hebeln (Fig. 320), welche Druckhebel oder Druckbäume genannt werden.

Die in Rechnung zu nehmende Größe der Leistung eines Arbeiters hängt wesentlich von der Arbeitsdauer ab. Insofern es sich bei den ge-

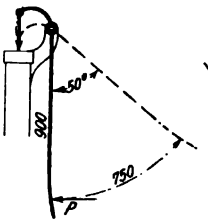


Fig. 318.

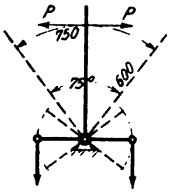


Fig. 319.

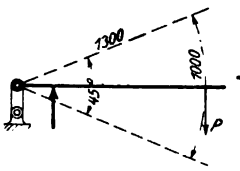


Fig. 320.

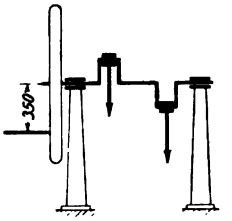


Fig. 321.

bräuchlichen Handpumpen um einen Betrieb mit Unterbrechungen und Arbeitsperioden von einer Dauer bis etwa 10 Minuten handelt, können folgende Verhältnisse angenommen werden:

Hängender Schwengel für eine einfachwirkende Saugpumpe mit Ventilkolben (Brunnenpumpe) nach Fig. 318. Unter der Annahme, daß das Kolben- und Gestängegewicht durch das Schwengelgewicht annähernd ausgeglichen wird, ist nur beim Niederdrücken des Schwengels Arbeit zu leisten. Bei einem Weg des Angriffspunkts am Schwengel von $s = 0{,}75$ m und $n = 45$ Doppelhüben in der Minute sei die Druckkraft $P = 15$ kg angenommen. Alsdann ist die geleistete Arbeit pro Niedergang oder auch pro Doppelhub

$$A = P\,s = 15 \cdot 0{,}75 = 11{,}25 \text{ kgm}$$

und die in der Sekunde geleistete Arbeit

$$A_s = \frac{A\,n}{60} = \frac{11{,}25 \cdot 45}{60} = 8{,}43 \text{ kgm}.$$

Stehender Schwunghebel nach Fig. 319. Derselbe diene zum Antrieb einer doppeltwirkenden Pumpe. Es hat alsdann der Arbeiter

abwechselnd zu drücken und zu ziehen. Mit $P = 10$ kg, $n = 50$, $s = 0{,}75$ m ergibt sich die Arbeit pro Doppelhub

$$A = 2Ps = 2 \cdot 10 \cdot 0{,}75 = 15 \text{ kgm}$$

und die Arbeit pro Sekunde

$$A_s = \frac{An}{60} = \frac{15 \cdot 50}{60} = 12{,}5 \text{ kgm}.$$

Druckhebel für eine einfachwirkende Druckpumpe nach Fig. 320. Sofern die Saughöhe gering ist, kommt im wesentlichen nur die Arbeit zum Niederdrücken des Hebels in Betracht. Mit $P = 15$ kg, $n = 35$, $s = 1{,}0$ m erhält man

$$A = Ps = 15 \cdot 1 = 15 \text{ kgm}$$

und

$$A_s = \frac{An}{60} = \frac{15 \cdot 35}{60} = 8{,}75 \text{ kgm}.$$

Kurbelantrieb für Brunnenpumpen nach Fig. 321. Der Arbeiter wirkt an der Kurbel abwechslungsweise drückend und ziehend. Bei einem Kurbelradius $r = 0{,}35$ m, einer Umdrehungszahl $n = 25$ sei der mittlere Kurbeldruck zu $P = 15$ kg angenommen. Dann ist die Kurbelgeschwindigkeit

$$v = \frac{2\pi rn}{60} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}35 \cdot 25}{60} = 0{,}916 \text{ m}$$

und die pro Sekunde an der Kurbel geleistete Arbeit

$$A_s = Pv = 15 \cdot 0{,}916 = 13{,}74 \text{ kgm}.$$

In der Regel wird ein Schwungrad von 1,0 bis 1,5 m Durchmesser und einem Gewicht von 50 bis 60 kg angebracht. Bei größeren Brunnentiefen wird zur Ausgleichung des Kolben- und Gestängegewichts eine Zwillingspumpe gewählt, deren beide Kolben durch eine doppelt gekröpfte Welle mit Kurbelversetzung von 180^0 bewegt werden.

Durch Anordnung eines Zahnrädervorgeleges läßt sich die gleiche Pumpe für verschiedene Förderhöhen verwenden. Wählt man z. B. bei doppelter Förderhöhe eine Räderübersetzung 1 : 2, so ist bei gleicher Umdrehungszahl der Vorgelegewelle die Umdrehungszahl der Pumpenwelle und demnach auch die Kolbengeschwindigkeit halb so groß. Es wird die halbe Wassermenge auf die doppelte Höhe gefördert, die notwendige Antriebsarbeit an der Vorgelegewelle ist also die gleiche.

Die in Fig. 322 dargestellte Hof- und Strassenpumpe findet vielfache Verwendung. Der Ledermanschettenkolben mit Messingtellerventil wird durch einen Schwengel bewegt. Als Saugventil dient eine Lederklappe. Um den Schwengel beliebig gegen den Ausguß verstellen zu können, ist der Arm, welcher das Auge für den Drehzapfen trägt, an

einen Ring angegossen, welcher auf der Pumpensäule drehbar ist und durch Schrauben festgeklemmt wird. Für Brunnentiefen, bei welchen die Saughöhe mehr als 7 m beträgt, wird ein besonderer Pumpenzylinder ausgeführt, welcher in den Schacht gesetzt und an die Brunnensäule mit einem Zwischenrohr angeschlossen wird. Um das Einfrieren zu verhüten, wird an diesem Zwischenrohr, unmittelbar über dem Pumpenzylinder, welcher selbst durch seine tiefe Lage gegen Frost geschützt ist, ein Entleerungshahn angebracht, welcher mit einem Stangenschlüssel von oben

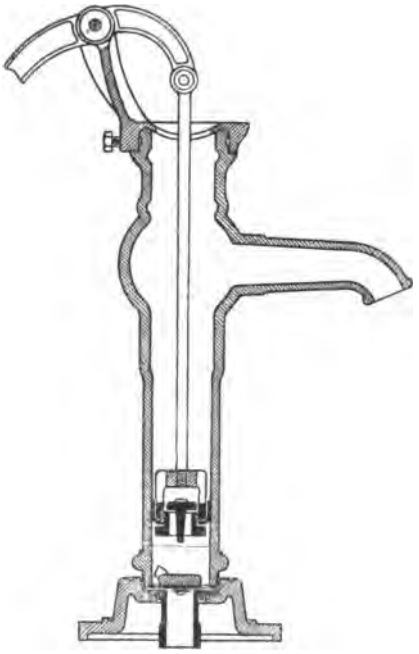


Fig. 322.

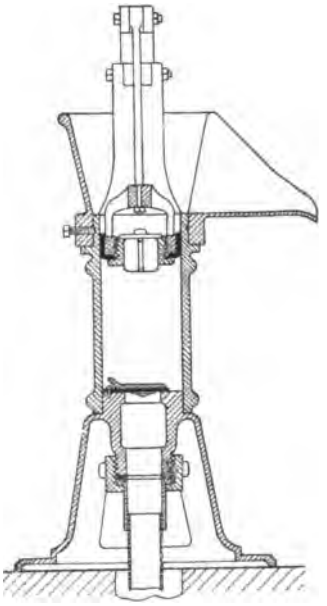


Fig. 323.

bedient wird. Manchmal ist im Zwischenrohr auch nur ein kleines Loch vorgesehen, durch welches sich dieses Rohr und die Pumpensäule beim Stillstand der Pumpe selbsttätig entleeren. Solche Pumpen werden bis zu 25 m Brunnentiefe ausgeführt.

Zum Fördern von Wasser, das durch Sand und Schlamm stark verunreinigt ist, dient die Topf- oder Pitcherpumpe Fig. 323. Der Zylinder hat einen großen Durchmesser und ist oben trichterförmig erweitert, so daß Kolben und Saugventil leicht zugänglich sind.

Zum Entleeren von Baugruben, zum Auspumpen von Grundwasser und dergl. wird die Baupumpe Fig. 324 bis 326, welche eine Zwillings-

anordnung der einfachwirkenden Hubpumpe darstellt, außerordentlich häufig gebraucht. Die Bewegung der Kolben erfolgt durch einen Doppelhebel, der von zwei bezw. vier Mann bedient wird. Die Pumpe wird entweder auf einem Balkenrahmen, oder, wie die Figur zeigt, auf einem eisernen Rädergestell befestigt. Im Fall, daß die Pumpe das Wasser nicht bloß zu saugen, sondern auch zu heben hat, werden die Zylinder oben mit einem Deckel abgeschlossen, der mit einer Stopfbüchse für den Durchtritt der Kolbenstange versehen ist.

Fig. 325.

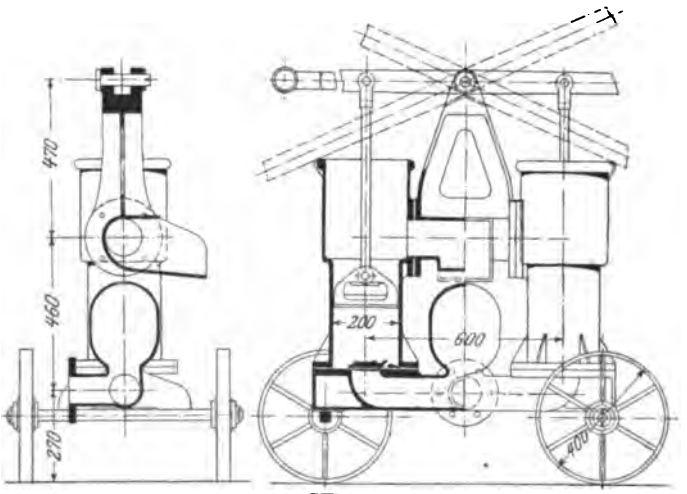


Fig. 324.

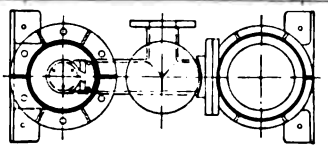


Fig. 326.

Für Bauzwecke, wie auch zur Förderung von Flüssigkeiten aller Art, hauptsächlich auch verunreinigter Flüssigkeiten, sind Membranpumpen vorzüglich geeignet. Solche Pumpen werden unter dem Namen Diaphragmapumpen von der Firma Hammelrath & Schwenzer in Düsseldorf in der durch Fig. 327 u. 328 dargestellten Weise ausgeführt. An Stelle des Kolbens besitzen diese Pumpen eine ringförmige Membrane aus Paragummi. Diese ist an ihrem äußerem Umfang zwischen dem Ober- und Unterteil des Pumpenkörpers eingeklemmt und an ihrem inneren Umfang mit zwei ringförmigen Scheiben, welche durch ein Hebelwerk auf- und abbewegt werden, mittels Verschraubung verbunden. Als Saugventil dient eine Gummikugel, als Druckventil ein im Mittelpunkt der Membrane

sitzendes Tellerventil mit Gummidichtung und unterer Rippenführung. Die Wirkungsweise der Pumpe ist genau dieselbe wie diejenige einer einfachwirkenden Hubpumpe mit Ventilkolben. Durch das Heben der Membrane vergrößert sich der Inhalt des unter derselben befindlichen Pumpenraums; dadurch tritt eine entsprechende Wassermenge aus der Saugleitung durch das Kugelventil in diesen Raum ein, gleichzeitig wird das über der Membrane befindliche Wasser gehoben und kommt durch den Ausguß zum Abfluß. Beim Sinken der Membrane ist das Saugventil geschlossen und das von der Membrane verdrängte Wasser tritt durch das Tellerventil über dieselbe, ohne daß eine Förderarbeit geleistet wird. Die Bedienung der

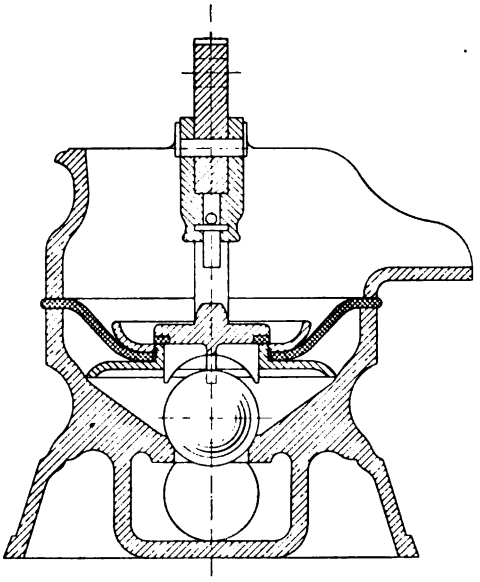


Fig. 327.

Pumpe ist eine sehr einfache. Die Ventile sind sehr leicht zu übersehen und ohne weiteres zugänglich, so daß eine Störung in der Wirkung derselben infolge von Unreinigkeiten leicht zu beheben ist. Die mit dem Verschleiß von Kolbendichtungen verknüpften Übelstände sind bei den Membranpumpen nicht vorhanden. Der Arbeitsverbrauch derselben ist kleiner als derjenige der Kolbenpumpen, weil keine Kolbenreibung zu überwinden ist. Die zulässige Saughöhe wird von der genannten Firma zu 7 m, die zuläßige Gesamtförderhöhe zu 8 bis 10 m angegeben. Hat die Pumpe nicht bloß zu saugen, sondern auch zu heben, so wird der Raum oberhalb der Membrane durch einen Deckel, der eine Stopfbüchse für den Durchtritt der die Membrane bewegenden Stange und eine Öff-

nung zum Anschluß der Druckleitung erhält, abgeschlossen. Am vorteilhaftesten arbeiten die Pumpen, wenn die Saughöhe größer ist als die Druckhöhe.

Membranpumpen werden auch als einfachwirkende Tauchkolbenpumpen, Fig. 329, ausgeführt, mit dem Zweck, den Kolben und seine Dichtung gegen die chemische Einwirkung der Förderflüssigkeit zu schützen. Der Zylinder, welcher von dem übrigen Pumpenraum durch die Membrane abgeschieden ist, wird durch das seitlich angebrachte Ventil mit Wasser gefüllt. Durch die Auf- und Abbewegung des Kolbens hebt und senkt

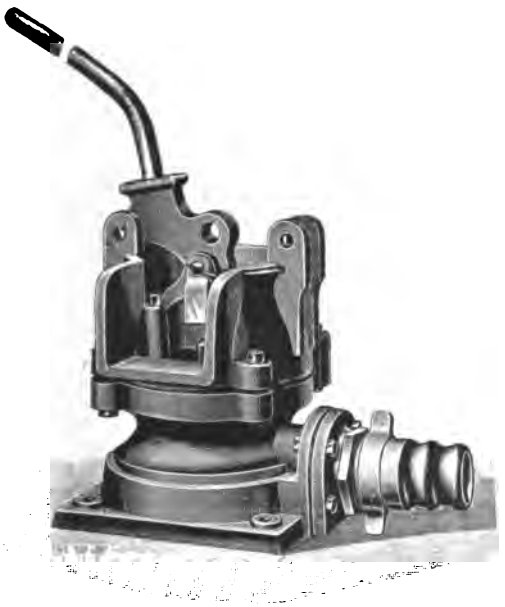


Fig. 328.

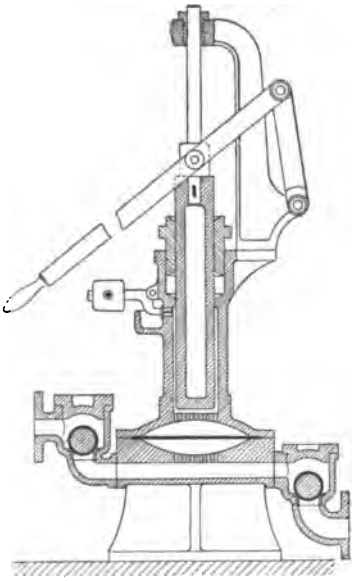


Fig. 329.

sich die Membrane, wobei die Saug- und Druckwirkung im unteren Pumpenraum entsteht. Die Ventile, ebenso wie die von der Förderflüssigkeit berührten Pumpenräume und Rohrleitungen werden in geeignetem Material, z. B. Bronze, Hartgummi, Hartblei usw. ausgeführt.

Für Förderhöhen bis ca. 30 m finden doppeltwirkende Pumpen mit Scheibenkolben Verwendung. Die Handkolbenpumpe System Klein Fig. 330 u. 331 besitzt einen mit Ledermanschetten gedichteten Doppelkolben, welcher durch einen stehenden Schwunghebel bewegt wird. Da der zwischen den beiden Kolbenscheiben befindliche Zylinderraum mit der Druckleitung in Verbindung steht, so werden die Ledermanschetten ständig gegen die Zylinderwandung gepresst, wodurch eine zuverlässige Abdichtung

erzielt wird. Durch die lange Führung des Doppelkolbens ist ein Ecken desselben an den Zylinderwänden vermieden. Da die Hebelwelle im Druckwasserraum liegt, so ist eine Beeinträchtigung der Saugwirkung, hauptsächlich auch beim Ansaugen, durch Eintreten von Luft durch die Wellenstopfbüchse ausgeschlossen. Die Wölbung der Zylinderdeckel bietet neben größerer Widerstandsfähigkeit derselben den Vorteil, daß ein sehr kleiner schädlicher Raum erzielt wird, so daß diese Pumpen bei Anwendung eines Fußventils bis zu 9 m saugen können. Nach Angabe der ausführenden Firma Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal kann unter der Voraussetzung der entsprechenden Kraft am Hebel die Gesamtförderhöhe dieser Pumpen 35 m betragen.

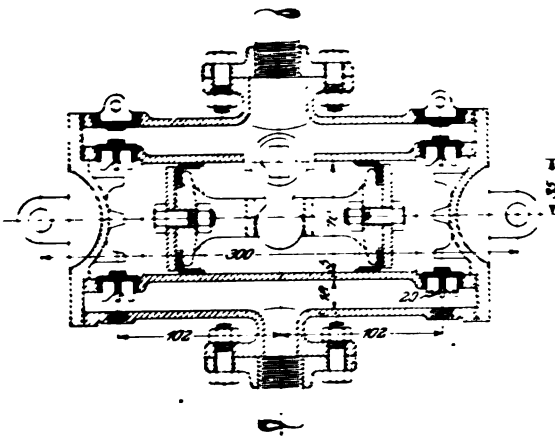


Fig. 330.

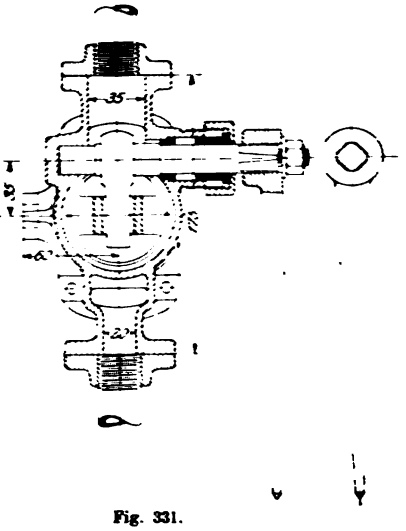


Fig. 331.

Die Handkolbenpumpe der Maschinenfabrik Gritzner, Akt.-Ges. in Durlach sogen. Niagarapumpe, Fig. 332, besitzt zwei Scheibenkolben, welche mittels eines Schwunghebels, auf dessen Welle ein doppelarmiger Hebel angebracht ist, in entgegengesetzter Richtung hin- und herbewegt werden. Ist F der wirksame Kolbenquerschnitt, S der Hub der Kolben, so wird, wenn die Kolben gegeneinander oder auseinander bewegt werden, bei dem Hub S von beiden Kolben zusammen die Wassermenge 2FS verdrängt. Durch die Antriebsvorrichtung wird also gleichsam der wirksame Kolbenhub verdoppelt.

Die Wirkungsweise der Pumpe ist die folgende: Die inneren Seiten der Kolben saugen das Wasser durch das untere linke Saugventil und drücken es durch das obere rechte Druckventil in das Druckrohr. Die äußeren Kolbenseiten saugen durch das rechte Saugventil und drücken

durch das linke Druckventil. Die erstere Funktion der Pumpe ist ohne weiteres klar, zur zweiten wäre zu bemerken, daß die beiden in der Zeichnung ersichtlichen Räume (über dem rechten Saug- und unter dem linken Druckventil) durch einen Kanal, welcher an der Hinterseite der Pumpe liegt, verbunden sind.

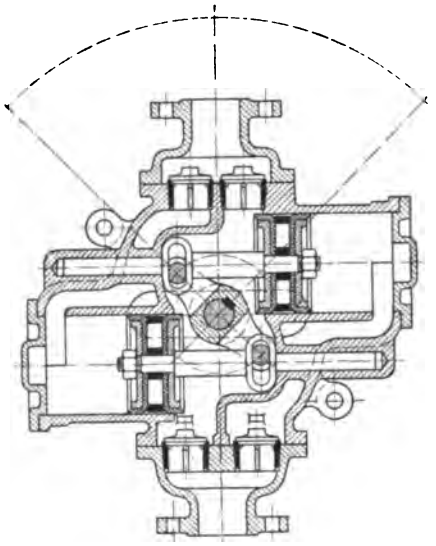


Fig. 332.

Vermöge der Gesamtanordnung der Pumpe ist bei sehr gedrängtem Bau eine große Wasserlieferung erzielt. Dieser Vorteil bedingt aber zwei Kolben mit beiderseitiger Abdichtung und doppelten Antrieb. Die zulässige Saughöhe wird von der ausführenden Firma zu 7 m, die Druckhöhe zu 20—25 m angegeben.

Durch Verwendung zweier Ventilkolben mit entgegengesetzter Bewegung läßt sich eine Doppelwirkung der Pumpe erzielen, ohne daß überhaupt Saugventile vorhanden sind, wie dies die in Fig. 333 u. 334 dargestellte Fabriks- und Schiffspumpe von Amos & Smith zeigt. Die beiden mit Ledermanschetten und Lederklappen versehenen Kolben werden durch zwei auf die Endzapfen der Hebelwelle aufgesteckte Schwunghebel bewegt, wobei jeweilig der aufsteigende Kolben saugt und zugleich hebt, während der niedergehende Kolben wirkungslos sich durch das Wasser bewegt. Da das Aufsteigen der Kolben abwechselnd in ununterbrochener Reihenfolge stattfindet, so entsteht für die gemeinschaftliche Saugleitung und Druckleitung eine Doppelwirkung, ohne daß eine Bewegungsumkehr des Wassers in der Pumpe erfolgt. Die Wasserlieferung pro Hub ist FS.

Da der Kanal, welcher die beiden Zylinder verbindet, abwärts gerichtet ist, so bildet der obere Teil des linken Zylinders einen Luftsack, durch welchen der Lieferungsgrad der Pumpe stark beeinträchtigt werden muß. Die Anordnung der Pumpe bringt es ferner mit sich, daß der Durchgangswiderstand des Kolbenventils beim Niedergang des Kolbens größer ist, als der Widerstand des Saugventils der einfachwirkenden Hubpumpe, weil Kolbenventil und Wasserstrom sich in entgegengesetzter Richtung bewegen und zwar mit der gleichen Geschwindigkeit. Die Durchgangsgeschwindigkeit durch das Ventil wird dadurch verdoppelt und dementsprechend der Durchgangswiderstand des Ventils vergrößert. Wegen des großen schädlichen Raums und des oben erwähnten Luftsacks ist die Pumpe zum Saugen wenig geeignet.

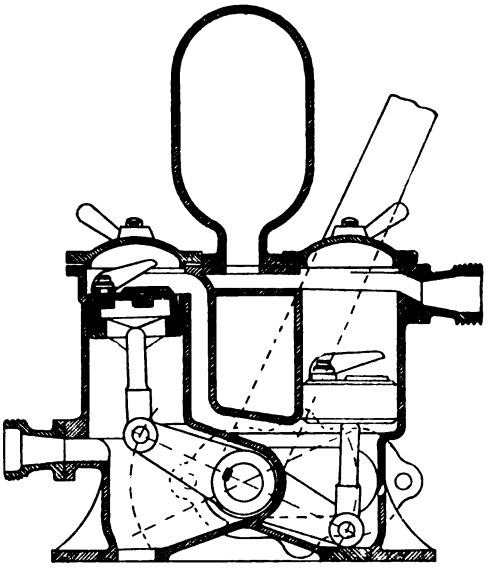


Fig. 333.

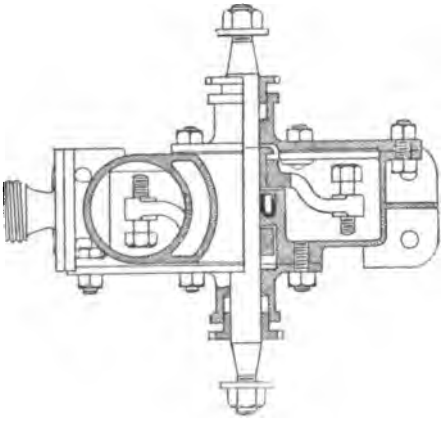


Fig. 334.

Eine Zwillingspumpe mit Handbetrieb, deren Ventilkolben ebenfalls durch Schwunghebel bewegt werden, bringt die Firma Max Brandenburg unter dem Namen Kolonialpumpe in den Handel.

Als einfachwirkende Tauchkolbenpumpe mit Antrieb durch wagrechten Druckhebel nach Fig. 320 werden die Handspeisepumpen für Dampfkessel mit einer Wasserlieferung bis zu etwa 15 l in der Minute bei n = 35 Doppelhüben ausgeführt.

Gleiche Anordnung besitzen die Kessel- und Rohrprobierpumpen, sowie die Handpreßpumpen für hohen Druck. Eine derartige Pumpe

Fig. 335.

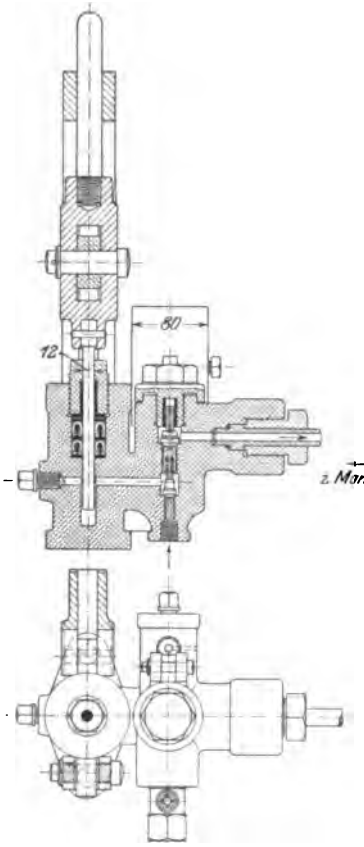


Fig. 336.

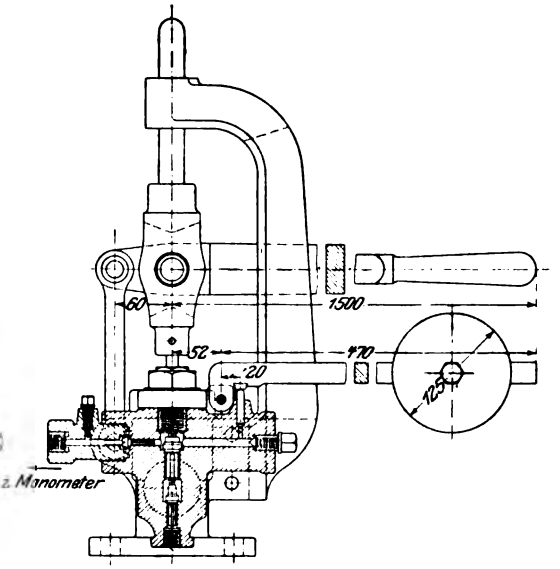


Fig. 337.

für einen Druck bis 1200 Atmosphären der Firma Friedrich Götze in Burscheid bei Köln a. Rh. zeigt Fig. 335 bis 337. Das Material des Pumpenkörpers ist Kanonenmetall, des Plungers und sämtlicher Ventile Nickelstahl, der Verschlußschrauben Stahl, des Kreuzkopfes und Führungsarmes Gußeisen, der Hebel und Zapfen Schmiedeeisen, bezw. Stahl. Die Abdichtung des Plungers geschieht durch zwei Ledermanschetten mit Rotgußsitzen. Eine Überschreitung des zulässigen Höchstdrucks ist durch ein Sicherheitsventil mit Gewichtsbelastung vermieden. Zum Schutz des Manometers gegen plötzliche Entlastung ist ein Rückschlagventil in dem zum Manometer führenden Kanal angeordnet, außerdem ist ein Ablaßventil für das Manometer vorgesehen.

Solche Preßpumpen werden häufig mit zwei konzentrischen ineinandergesteckten Plungern ausgeführt, von denen der größere zum Füllen, der kleinere zum Pressen dient. Nach Erreichung eines bestimmten Druckes wird der größere von Hand ausgelöst, worauf mit dem kleineren bis zur Erzeugung des Höchstdruckes weiter gearbeitet wird.

26. Pumpen mit Riemenantrieb.

Die Riemenübertragung kommt bei Pumpen kleiner und mittlerer Arbeitsleistung in Anwendung, wenn diese von einer Transmissionswelle oder von schnelllaufenden Motoren (Gasmotoren, Elektromotoren) angetrieben werden.

Bei Transmissionspumpen wird bis zu Arbeitsleistungen von etwa 25 Pferdekräften die Riemenscheibe auf der Pumpenwelle selbst angebracht. Für größere Arbeitsleistung ordnet man, um zu große Abmessungen der Riemenscheiben zu vermeiden, diese auf einer schneller als die Pumpenwelle laufenden Vorgelegewelle an und überträgt die an der Riemenscheibe geleistete Arbeit mittels Stirnrädergetriebes auf die Pumpenwelle. Der Vergrößerung der Antriebsarbeit der Pumpe durch die Reibungswiderstände des Zahnrädervorgeleges steht eine Verminderung der von dem Riemenzug herrührenden Zapfenreibungsarbeit gegenüber, weil der Riemenzug bei der schnelllaufenden Riemenscheibe kleiner sein kann als bei der langsamlaufenden. Man findet jedoch die Anwendung eines Rädervorgeleges auch bei Arbeitsleistungen, die wesentlich kleiner sind als 25 Pferdekräfte, im Fall, daß sich für eine bestimmte Konstruktionstype bei größeren Förderhöhen unbequeme Abmessungen der Riemenscheibe ergeben, oder wenn der Unterschied in den Umdrehungszahlen der Transmissionswelle und der Pumpenwelle für eine einfache Riemenübertragung zu groß ist. Dies trifft bei langsamlaufenden Pumpen, z. B. Tiefbrunnenpumpen zu, bei welchen die Arbeitsverhältnisse der Pumpe oft nur 20 bis 30 Umdrehungen in der Minute gestatten.

Es empfiehlt sich, das Scheibenverhältnis nicht kleiner als 1 : 5, womöglich größer zu wählen, denn die Beanspruchung des Riemens ist bei Pumpen mit Kurbelgetriebe eine ungünstige, insofern bei einfachwirkenden und bei doppeltwirkenden Pumpen die Umfangskraft an der Riemenscheibe fortwärend von Null auf ein Maximum steigt und wieder auf Null sinkt. Diese Veränderlichkeit in der Umfangskraft ist bei einfachwirkenden Pumpen am größten, dieselben werden daher bei Riemenantrieb nur für ganz kleine Leistungen gebaut, in der Regel findet man Zwillingspumpen, d. h. zwei einfachwirkende Pumpen mit Kurbelversetzung von 180^0, doppeltwirkende Pumpen, oder, wenn die notwendige Umfangskraft an der Riemenscheibe möglichst gleichmäßig sein soll, wie dies beim Antrieb durch Elektromotoren erforderlich ist, drei einfachwirkende unter 120^0 gekuppelte sogen. Drillingspumpen. Für große Wassermengen werden auch zwei doppeltwirkende Pumpen mit Kurbeln unter 90^0 angeordnet (vergl. auch die Lieferungskurven auf S. 53—55, welche ein Bild von der Veränderlichkeit der Umfangskraft an der Riemenscheibe geben, für den

Fall, daß die Saugarbeit der Pumpe gegenüber der Druckarbeit nicht in Betracht kommt).

Die Ausbildung der Riemenscheibe zum Schwungrad ist nur bei schnelllaufenden Scheiben, wie sie bei Pumpen mit elektrischem Antrieb vorkommen, von Vorteil, denn bei den Riemenscheiben der gewöhnlichen Transmissionspumpen ist die Umfangsgeschwindigkeit zu klein, als daß ein nennenswerter Betrag von mechanischer Energie zum Ausgleich der Umfangskraft in dem Scheibenkranz aufgespeichert werden könnte.

Eine Zusammenstellung der Konstruktionsverhältnisse der Riemenpumpen ist in der Tabelle S. 195 gegeben.

Die in Fig. 338 dargestellte Rohrbrunnenpumpe der Aktiengesellschaft für Brückenbau, Tiefbohrung und Eisenkonstruktionen in Neuwied a. Rh. ist eine Hubpumpe mit Ausgleichsplunger (vergl. Fig. 53, S. 48).

Der Oberbau der Pumpe besteht aus einem gußeisernen Kasten, auf welchem die zylindrische Geradführung für den Kreuzkopf eines Kurbelgetriebes stehend angeordnet ist. Das obere Ende der Geradführung schließt sich an ein schmiedeisernes, im Mauerwerk gelagertes Balkengerüst an, welches das Triebwerk trägt.

An der Seite des Kastens zweigt die Druckleitung ab, während am Boden desselben unter Vermittlung eines konischen Zwischenstücks aus Gußeisen das Pumpenrohr aufgehängt ist. Dieses besteht aus schmiedeisernen Flanschenrohren, dem Pumpenzylinder aus Gußeisen und dem schmiedeisernen Saugrohr. Letzteres ist noch durch ein Gasrohr verlängert, um die ganze Leitung auf dem Grund des Brunnens abstützen zu können.

Saugventil und Kolbenventil sind einfache Ringventile aus Bronze mit ebenen Sitzflächen, Lederdichtung und oberer Stiftführung. Der außen kegelförmig abgedrehte Saugventilsitz ruht in einer entsprechend ausgebohrten Hülse, welche in das untere Zylinderende eingeschraubt ist. Er wird durch das Eigengewicht in seiner Lage gehalten und kann an einer Traverse gefaßt und heraufgeholt werden. Der durch federnde Bronzeringe abgedichtete Ventilkolben aus Gußeisen hängt an einem Gestänge, welches aus schmiedeisernen, durch Keilschlösser verbundenen Stangen hergestellt ist und durch das Kurbelgetriebe auf- und niederbewegt wird. Am oberen Ende des Gestänges ist der Ausgleichsplunger angebracht. Die Decke des Wasserkastens hat eine Öffnung, welche so groß ist, daß der Ventilkolben und das Saugventil nach oben herausgezogen werden können. Der Verschluß dieser Öffnung erfolgt durch einen Deckel mit Stopfbüchse zur Abdichtung des durchtretenden Plungers.

Die Kurbelwelle ist durch eine Riemenscheibe und ein Zahnrädervorgelege mit der Übersetzung 1 : 5 angetrieben. Zur Erzielung gleicher

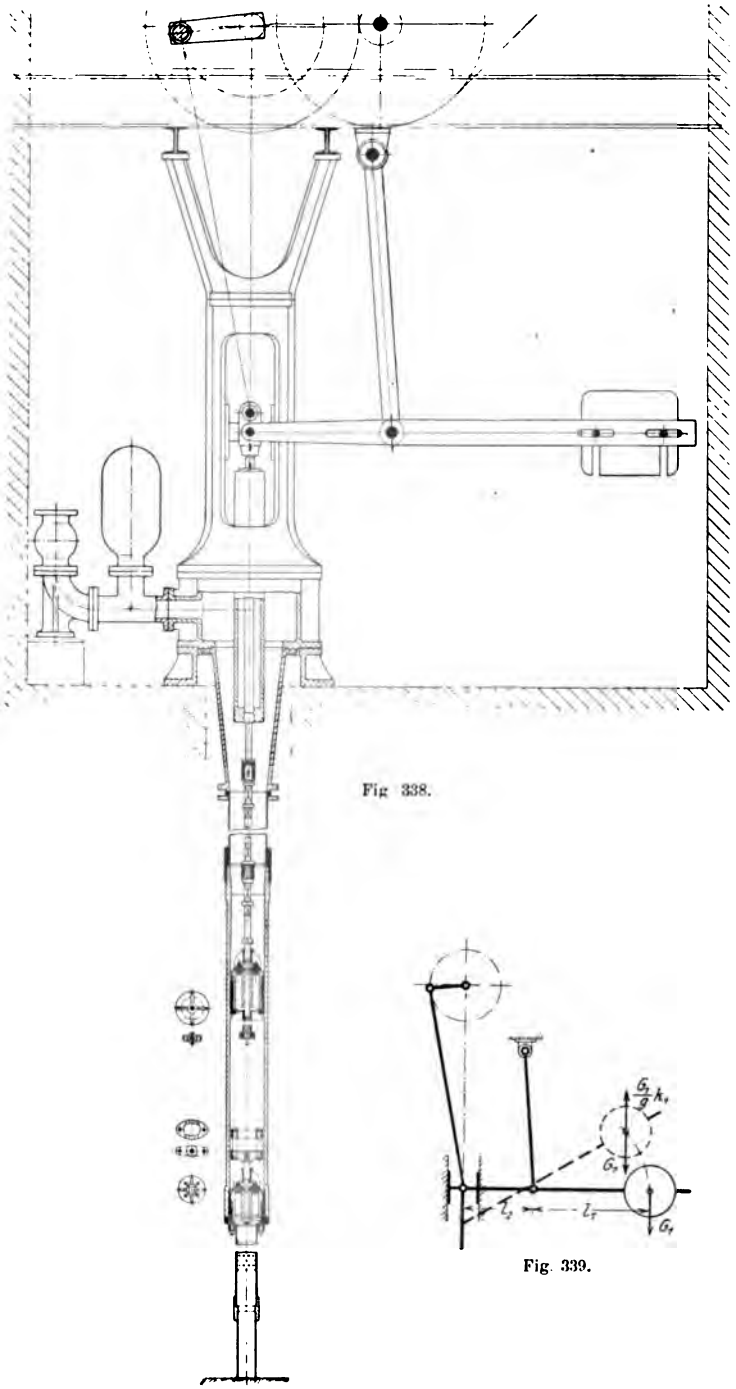


Fig. 338.

Fig. 339.

Antriebskraft für den Auf- und Niedergang ist ein Gegengewicht angeordnet.

Die Hauptabmessungen der Pumpe sind: Durchmesser des Ventilkolbens $D = 175$ mm, Durchmesser des Ausgleichsplungers $d = 160$ mm, Hub $S = 750$ mm, Umdrehungen in der Minute $n = 20$.

Die Wirkungsweise der Pumpe (vergl. S. 47, Fig. 53) ist die folgende: Beim Aufgang wird die Wassermenge $(F - f)S$ in den Druckwindkessel gefördert und gleichzeitig die Wassermenge FS in den Zylinderraum gesaugt, beim Niedergang wird die Wassermenge fS in den Druckwindkessel gepreßt. Die während einer Kurbelumdrehung in den Windkessel geförderte Wassermenge ist also $(F - f)S + fS = FS$ und die Wasserlieferung in der Sekunde

$$Q = \frac{FSn}{60}.$$

Bestimmung der Größe des Gegengewichts: Die notwendige Kraft an der Kolbenstange unterhalb des Kreuzkopfes sei für den Aufgang mit P_a, für den Niedergang mit P_n bezeichnet. Das Gegengewicht von der Größe G_1 kg übt (s. Fig. 339) auf den Kreuzkopf vermöge des Hebelverhältnisses $l_1 : l_2$ einen nach oben gerichteten Druck von der Größe

$$G_2 = G_1 \frac{l_1}{l_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 319$$

aus. Durch diesen Druck wird die notwendige Kraft an der Schubstange beim Aufgang vermindert, beim Niedergang vermehrt. Diese Kraft ist

für den Aufgang $$P_1 = P_a - G_2 = P_a - G_1 \frac{l_1}{l_2} \quad \ldots \quad 320$$

„ „ Niedergang $$P_2 = P_n + G_2 = P_n + G_1 \frac{l_1}{l_2} \quad \ldots \quad 321$$

Es ist also die Antriebskraft für den Auf- und Niedergang gleich, d. h. $P_1 = P_2$, wenn

$$P_a - G_2 = P_n + G_2$$

d. h.
$$G_2 = \frac{P_a - P_n}{2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 322$$

ist. Hieraus folgt die Größe des Gegengewichts

$$G_1 = \frac{G_2 l_2}{l_1} = \frac{P_a - P_n}{2} \frac{l_2}{l_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 323$$

Die Kraft P_a bezw. P_n an der Kolbenstange bestimmt sich wie folgt: Der Kolben sei in seine Mittelstellung gebracht. Seine senkrechte

Entfernung vom Druckwindkessel sei alsdann L m, sein Abstand vom Wasserspiegel des Brunnens H_s m. Die Höhe der Wassersäule über Tag einschließlich der Widerstände in der Druckleitung sei H_d m, dann ist die absolute Windkesselpressung $(A + H_d)$ m, wenn A den Druck der Atmosphäre auf die Mündung des Druckrohres in m Wassersäule bedeutet. Sofern man den kleinen Querschnitt des Gestänges vernachläßigt, ist die wirksame Fläche des Ventilkolbens oben und unten gleich groß. Sie sei (s. vorige Seite) mit F qm und die Querschnittsfläche des Ausgleichsplungers mit f qm bezeichnet.

Beim Aufgang drückt auf die obere Fläche des Ventilkolbens die Windkesselpressung $(A + H_d)$ und die Wassersäule von der Höhe L, also eine Kraft $\gamma F (A + H_d + L)$ kg, wenn $\gamma = 1000$ das Gewicht eines cbm Wassers bedeutet. Die unterhalb des Ventilkolbens befindliche Wassersäule übt vermöge des auf dem Wasserspiegel des Brunnens lastenden Atmosphärendrucks auf die Unterfläche des Kolbens eine nach oben gerichtete Kraft $\gamma F (A - H_s)$ kg aus. Auf die untere Fläche f des Ausgleichsplungers wirkt (angenähert) die Windkesselpressung, also eine nach oben gerichtete Kraft $\gamma f (A + H_d)$ kg, während auf die obere Fläche des Plungers der Atmosphärendruck mit $\gamma f A$ kg wirkt. Das abwärts wirkende Gewicht der beiden Kolben, des Gestänges und der auf- und niedergehenden Teile des Triebwerks sei G kg.

Es ist somit die notwendige Zugkraft an der Kolbenstange beim Aufgang

$$P_a = \gamma F (A + H_d + L) - \gamma F (A - H_s) - \gamma f (A + H_d) + \gamma f A + G$$
$$= \gamma F (H_d + L + H_s) - \gamma f H_d + G. \quad \ldots \quad 324$$

Beim Niedergang wirkt auf die untere Fläche des Ausgleichsplungers die nach oben gerichtete Kraft $\gamma f (A + H_d)$ kg, auf die obere Fläche desselben, nach abwärts gerichtet, der Atmosphärendruck $\gamma f A$ kg. Außerdem wirkt das Gewicht G kg der Konstruktionsteile nach abwärts.

Die notwendige Druckkraft an der Kolbenstange beim Niedergang ist daher

$$P_n = \gamma f (A + H_d) - \gamma f A - G$$
$$= \gamma f H_d - G. \quad \ldots \quad 325$$

Setzt man die gefundenen Werte von P_a und P_n in die Gleich. 323 ein, so ergibt sich die Größe des Gegengewichts zu

$$G_1 = \left[\frac{\gamma F (H_d + L + H_s)}{2} - \gamma f H_d + G\right] \frac{l_2}{l_1}. \quad \ldots \quad 326$$

Aus der Gleichung ist ersichtlich, daß das Gegengewicht um so kleiner ausfällt, je größer der Querschnitt f des Ausgleichsplungers gewählt

wird. Ist $f = \frac{F}{2}$, so findet gleiche Wasserlieferung in den Windkessel beim Auf- und Niedergang statt, ist $f = F$, so arbeitet die Pumpe einfachwirkend und drückt nur beim Niedergang Wasser in den Windkessel.

Bei der Berechnung des Triebwerks ist die Einwirkung der Massenkräfte zu berücksichtigen. Offenbar ist der nötige Druck am Kurbelzapfen beim Anhub für den Aufgang am größten, denn in diesem Augenblick sind nicht nur die auf- und niedergehenden Konstruktionsteile und das Gegengewicht, sondern es ist auch die ganze zwischen dem Ende des Saugrohrs und dem Windkessel befindliche Wassermenge zu beschleunigen, während beim Niedergang, abgesehen von dem kurzen Stück zwischen Ausgleichsplunger und Windkessel, das Wasser in der Pumpe stillsteht.

Wird die Kolbenbeschleunigung beim Anhub mit k_0, die Beschleunigung der Schwerkraft mit $g = 9{,}81$ bezeichnet, so ist zur Beschleunigung der Konstruktionsteile vom Gewicht G die Kraft $\frac{G}{g} k_0$ erforderlich.

Steht der Kolben in seiner tiefsten Stellung, so steht das Gegengewicht G_1 in seiner höchsten (siehe Fig. 339). Ist die Beschleunigung des Kolbens k_0, so ist die Beschleunigung des Gegengewichts $k_1 = k_0 \frac{l_1}{l_2}$. Es ist also die Massenkraft im Schwerpunkt des Gegengewichts $\frac{G_1}{g} k_1 = \frac{G_1}{g} k_0 \frac{l_1}{l_2}$. Diese Kraft wirkt entgegengesetzt der Beschleunigungsrichtung, ist also nach oben gerichtet und übt vermöge der Hebelanordnung auf den Kreuzkopf eine nach abwärts gerichtete Kraft von der Größe $\frac{G_1}{g} k_0 \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2$ aus, welche beim Anhub zu überwinden ist. Für die Wassermenge zwischen dem Ende des Saugrohrs und dem Windkessel sei ein konstanter Querschnitt F bei einer Länge L_0, also das Gewicht $\gamma F L_0$ angenommen. Zu ihrer Beschleunigung ist die Kraft $\frac{\gamma F L_0}{g} k_0$ notwendig.

Die Summe der zur Massenbeschleunigung notwendigen Kräfte ist somit

$$K = \left[G + G_1 \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 + \gamma F L_0\right] \frac{k_0}{g} \quad \ldots\ldots \quad 327$$

und die zum Anhub notwendige Kraft am Kurbelzapfen

$$P_0 = P_1 + K = P_a - G_1 \frac{l_1}{l_2} + K. \quad \ldots\ldots \quad 328$$

Hinsichtlich der Frage, wie das Verhältnis $l_2 : l_1$ am Gegengewichtshebel zu wählen ist, sei noch folgendes hervorgehoben:

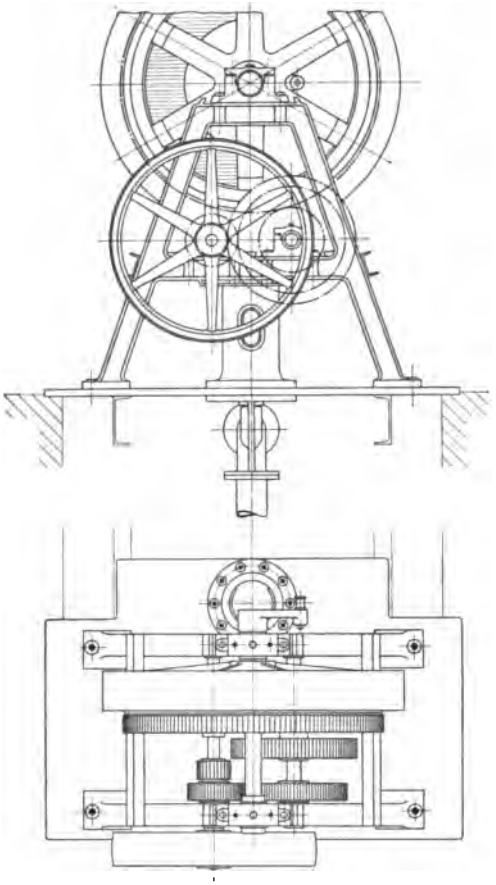


Fig. 340 u. 342.

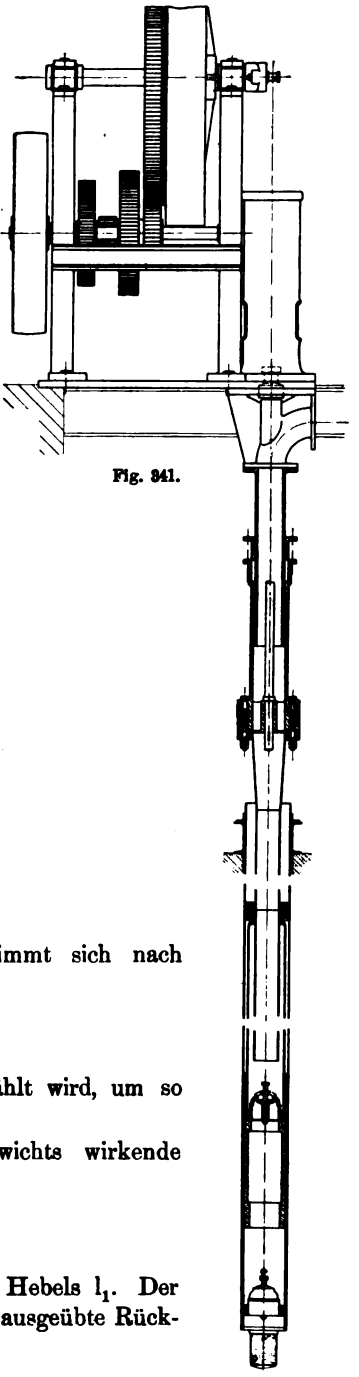


Fig. 341.

Die Größe des Gegengewichts bestimmt sich nach Gleich. 323 aus

$$G_1 = \frac{P_a - P_n}{2} \frac{l_2}{l_1}$$

Je größer also der Hebelarm l_1 gewählt wird, um so kleiner kann das Gegengewicht sein.

Die im Schwerpunkt des Gegengewichts wirkende Massenkraft ist nach dem Vorstehenden

$$\frac{G_1}{g} k_0 \frac{l_1}{l_2} = \frac{P_a - P_n}{2g} k_0.$$

Sie ist also unabhängig von der Länge des Hebels l_1. Der von dieser Massenkraft auf den Kreuzkopf ausgeübte Rück-

druck, welcher die Beanspruchung des Getriebes vermehrt, ist aber

$$\frac{G_1}{g} k_0 \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 = \frac{P_a - P_n}{2g} k_0 \frac{l_1}{l_2}.$$

Er ist also um so größer, je länger der Hebel l_1 gewählt wird. Mit Rücksicht auf die Ruhe des Gangs der Pumpe und auf die Beanspruchung des Triebwerks ist es also angezeigt, den Hebelarm l_1 kurz mit entsprechend großem Gegengewicht auszuführen.

Eine Bohrlochpumpe nach dem Prinzip Rittinger, System Boehme der Breslauer Dampfkessel- und Maschinenfabrik Boehme in Breslau zeigt Fig. 340 bis 342.

Ein innen und außen abgedrehter Stahlzylinder, der an seinem unteren Ende das Saugventil und den Saugkorb trägt, ist in seinem äußeren Durchmesser so dimensioniert, daß er durch die Verrohrung des Bohrloches hinabgelassen werden kann. Nach oben ist er durch aneinandergeschraubte Rohre verlängert und über Tage einstellbar aufgehängt. In dem Stahlzylinder bewegt sich mit dem auf- und niedergehenden Steigrohr und zwischengeschalteten Windkessel von ziemlich großer Länge (da der Durchmesser sehr beschränkt ist) fest verbunden ein Hohltauchkolben mit dem Druckventil. Oben endet das Steigrohr in einem zweiten gußeisernen Zylinder, der auf dem feststehenden sogen. Degenrohr, mittelst Stopfbüchse abgedichtet, gleitet. Das Ganze erhält seine Bewegung durch Kurbelantrieb, Kreuzkopf und Kuppelstange, welch' letztere am unteren Ende des Gußeisenzylinders angreift. Der Stahlzylinder wird möglichst tief in das Grundwasser eingesenkt, so daß die Flüssigkeit in der Regel noch mit etwas Überdruck in den Zylinder eintritt, keinesfalls aber von der Pumpe eine Saugwirkung auszuüben ist.

Bezüglich der Bauart ist noch zu erwähnen, daß die starken Verbindungsflanschen der Gestängerohre an der Wandung des Zylinderaufhängerohrs gleiten und dadurch die Geradführung für das Gestänge ermöglichen. Damit die Auswechslung abgenutzter Teile nach Möglichkeit vermieden oder doch auf das mindest zulässige Maß beschränkt werde, sind die Doppelsitzglockenventile aus Bronze hergestellt und ist der Tauchkolben so eingerichtet, daß er in seiner ganzen Länge im Stahlzylinder genau geführt und abgedichtet ist, während einige federnde Kolbenringe eine dauernd gute Abdichtung verbürgen.

Die vorliegende Pumpe ist für 35—45 m Teufe, zwei verschiedene Leistungen von 3 und 6 l/Sec. bei 12 bezw. 24 Doppelhüben konstruiert. Hiebei ist der Durchmesser des Pumpenkolbens = 220 mm, der äußere Durchmesser des Degenrohrs = 160 mm und der Kolbenhub = 500 mm. Der Antrieb erfolgt elektrisch mittelst Riemenscheibe und auswechselbaren doppelten Stirnradvorgeleges.

Die Wirkungsweise der Pumpe läßt sich an der schematischen Fig. 343 erklären.

D ist das feststehende Degenrohr. Der Kolben K wird samt dem Windkessel W, dem Steigrohr R und dem oberen Zylinder C auf- und abbewegt. V_s ist das Saugventil, V_d das Druckventil. Ferner sei F der Kolbenquerschnitt, S der Kolbenhub, f der lichte Querschnitt der Steigleitung, f_1 der äußere Querschnitt des Degenrohrs.

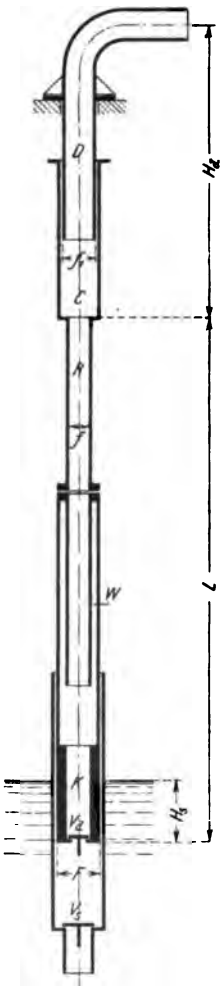


Fig. 343.

Der Kolben befinde sich in der Skizze in Mittelstellung. Es ist dann

H_d = mittlere Druckhöhe,
L = Länge des Steigrohrs,
H_s = mittlere (negative) Saughöhe.

Wasserlieferung der Pumpe: Beim Aufgang wird der obere Zylinder C um S gehoben, das Degenrohr dringt dadurch in den Zylinder hinein und verdrängt eine Wassermenge $f_1 S$ aus diesem nach der Druckleitung. Gleichzeitig tritt in den unteren Zylinder durch das Saugventil die Wassermenge FS. Beim Niedergang verdrängt der Kolben aus dem unteren Zylinder die Wassermenge FS. Dieselbe gelangt durch das Steigrohr in den oberen Zylinder C. Dadurch, daß dieser Zylinder sich zugleich mit dem Kolben nach abwärts bewegt, macht das Degenrohr einen Raum $f_1 S$ frei. Dieser Raum wird von der durch das Steigrohr kommenden Wassermenge ausgefüllt, der übrige Teil $(F - f_1) S$ dieser Wassermenge geht in die Druckleitung über. Es tritt also Wasser in die Druckleitung

beim Aufgang $f_1 S$
beim Niedergang $(F - f_1) S$.

Soll die Pumpe beim Auf- und Niedergang gleich viel Wasser ausgießen, so muß demnach sein

$$f_1 = F - f_1$$
$$2 f_1 = F.$$

Damit die Kraft zum Bewegen des Kolben für den Aufgang und Niedergang gleich groß wird, ergeben sich folgende Bedingungen.

Aufgang:

1. Es ist das Gewicht des Kolbens (Kolben + Windkessel + Wasser im Windkessel) samt dem Gewicht des Steigrohrs, des oberen Zylinders, des Gestänges und der auf- und niedergehenden

Massen des Triebwerks zu heben. Hierzu ist notwendig die Kraft $+ G$ kg.

2. Das Gewicht des im Steigrohre befindlichen Wassers ist $\gamma f L$, wo $\gamma = 1000$ das Gewicht von 1 cbm Wasser bedeutet. Dieses Gewicht ist zu heben, erfordert daher die Kraft $+ \gamma f L$ kg.
3. Auf die Bodenfläche des oberen Zylinders vom Querschnitt f_1 drückt die Drucksäule von der Höhe H_d mit der Kraft $\gamma f_1 H_d$ nach abwärts. Um diesen Druck zu überwinden ist also die Kraft $+ \gamma f_1 H_d$ kg notwendig.
4. Auf die untere Fläche des Kolbens K wirkt die Wassersäule H_s nach oben mit einem Druck $\gamma F H_s$. Die notwendige Kraft zum Aufgang wird also durch diesen Druck vermindert um $\gamma F H_s$ kg.

Somit ist die notwendige Kraft am Gestänge beim Aufgang:

$$P_a = G + \gamma f L + \gamma f_1 H_d - \gamma F H_s. \quad \ldots \quad 329$$

Niedergang:

Das Saugventil ist geschlossen, das Druckventil ist geöffnet.

1. Auf die untere Kolbenfläche von der Größe $(F - f)$ wirkt der Druck einer Wassersäule von der Höhe $(L + H_d)$. Demnach ist zum Niederdrücken des Kolbens eine Kraft $\gamma(F - f)(L + H_d)$ notwendig.
2. Auf die Ringfläche $(f_1 - f)$ am Boden des oberen Zylinders wirkt der Druck H_d. Also wirkt nach abwärts auf diese Fläche die Kraft $\gamma(f_1 - f) H_d$; die notwendige Kraft für den Niedergang wird dadurch vermindert um $\gamma(f_1 - f) H_d$ kg.
3. Das Gewicht G des Kolbens etc. wirkt nach abwärts und vermindert die notwendige Kraft um G kg.

Somit ist die notwendige Kraft am Gestänge für den Niedergang

$$\begin{aligned} P_n &= \gamma(F - f)(L + H_d) - \gamma(f_1 - f) H_d - G \\ &= \gamma F(L + H_d) - \gamma f L - \gamma f_1 H_d - G. \quad \ldots \quad 330 \end{aligned}$$

Sollen die Kräfte für den Auf- und Niedergang gleich groß sein, d. h. $P_a = P_n$ oder $P_a - P_n = 0$ sein, so ergibt sich

$$G + \gamma f L + \gamma f_1 H_d - \gamma F H_s - \gamma F L - \gamma F H_d + \gamma f L + \gamma f_1 H_d + G = 0$$

$$2G + 2\gamma f L + 2\gamma f_1 H_d - \gamma F(H_s + L + H_d) = 0$$

$$2\gamma f L = \gamma F(H_s + L + H_d) - 2G - 2\gamma f_1 H_d. \quad \ldots \quad 331$$

Die Bedingung gleicher Antriebskraft beim Auf- und Niedergang fordert daher ein Querschnittsverhältnis

$$\frac{f}{F} = \frac{H_s + L + H_d}{2L} - \frac{G}{\gamma F L} - \frac{f_1 H_d}{F L}. \quad \ldots \quad 332$$

Da man die Geschwindigkeit der Flüssigkeit in dem Steigrohr nicht zu groß annehmen darf, so wird man in den meisten Fällen keinen voll-

kommenen Ausgleich erreichen und verwendet deshalb ein Gegengewichtsrad auf der Kurbelwelle mit eingelegten auswechselbaren Platten, so daß man in der Lage ist, je nach dem Wasserstand im Bohrloch die Ausbalanzierung abzustimmen.

Die Vorteile, welche für dieses Pumpensystem geltend gemacht werden können, sind folgende:

Der Ausgleich des Kraftbedarfs für den Auf- und Niedergang liegt in der Pumpe selbst, wodurch das Ausgleichsgewicht entweder ganz entbehrlich oder nur klein wird. Wegen der kleineren Gewichte kann man hohe Umdrehungszahlen anwenden, je nach der Größe 30 bis 50 in der Minute. Da die Wassersäule nicht zur Ruhe kommt, weil sie auch beim Niedergang hochgedrückt wird, so muß sie nicht bei jedem Aufgang angehoben werden; die in Rechnung zu ziehenden Massenkräfte sind daher geringer. Die Reibung in dem engen Steigrohr wirkt mit abbremsend auf die Massen beim Niedergang.

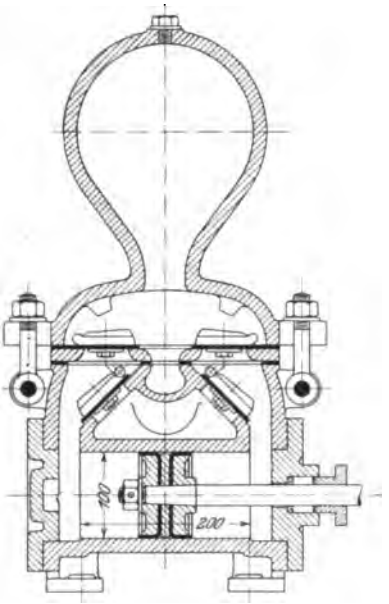


Fig. 344.

Die Californiapumpe Fig. 344 ist eine liegende doppeltwirkende Pumpe mit Klappenventilen bei besonders gedrängtem Bau. Infolge der Anordnung sämtlicher 4 Klappen in einem Kasten oberhalb des Zylinders besitzt das Pumpengehäuse eine geringe Länge. Die Eigenschaft der Klappenventile, daß sie auch mit geneigter Sitzfläche ausgeführt werden können, ist bei der Anordnung der Saugklappen benützt mit dem Erfolg, daß bei vorteilhaftester Ausnützung des Raumes im Pumpengehäuse der Wasserstrom beim Durchgang durch die Ventile nur eine geringe Ablenkung erfährt. Nach Lösen zweier Schrauben kann der Ventilkastendeckel mit dem Windkessel abgenommen werden. Hierdurch werden die Druckventile freigelegt. Um zu den Saugventilen zu gelangen, muß die Sitzplatte der Druckventile entfernt werden.

Diese Pumpen werden für Riemenantrieb, in kleiner Ausführung auch für Handbetrieb mittelst Schwungrad oder Hebelvorrichtung, ausgeführt.

Die liegende, doppeltwirkende Pumpe Fig. 345 bis 347 der Firma Weise & Monski in Halle a. S. ist für eine Wasserlieferung von 400 l/Min. bei 160 Umdrehungen und eine Förderhöhe von 40 m gebaut.

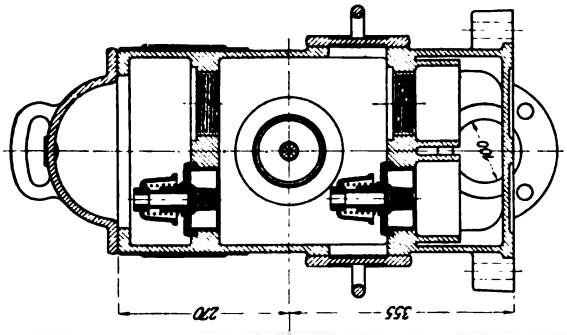


Fig. 346.

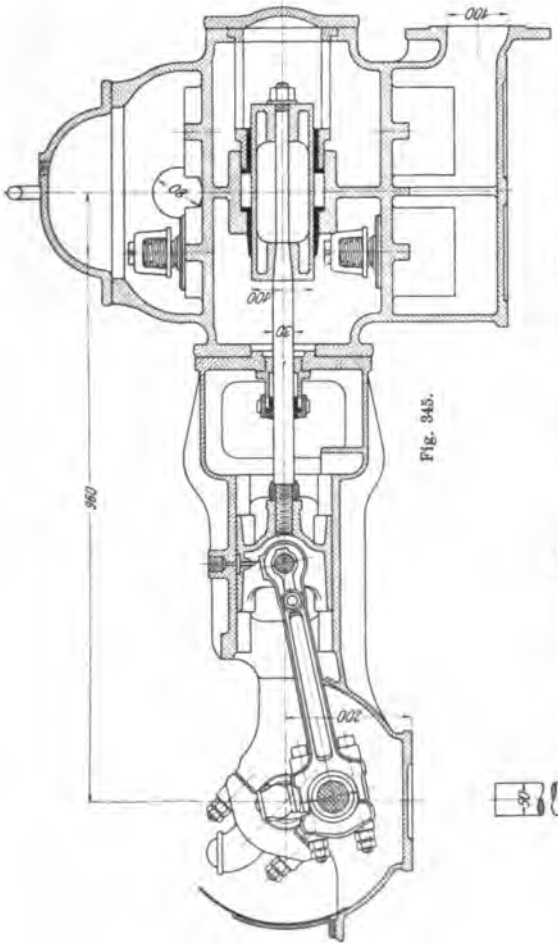


Fig. 345.

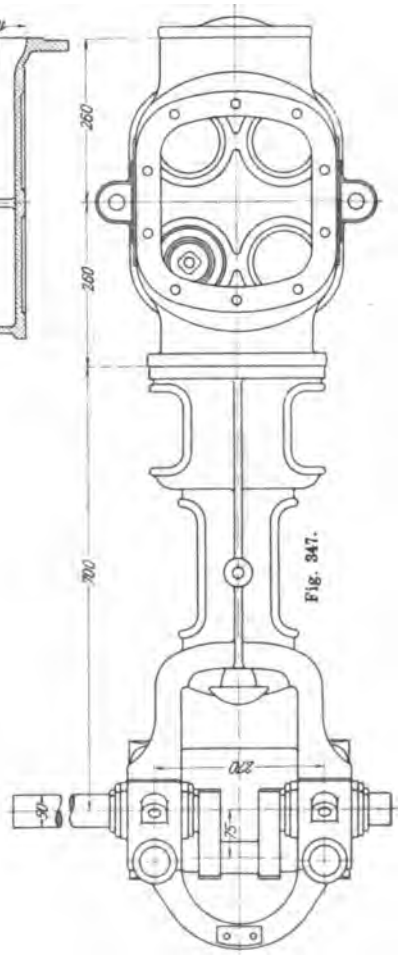


Fig. 347.

Der großen Umdrehungszahl entsprechend besitzt die Pumpe einen verhältnismäßig kurzen Hub und reichliche Durchgangsquerschnitte für die Wassermassen, welche die Geschwindigkeitsänderungen des Pumpenkolbens mitzumachen haben, d. h. im Pumpenraum und den Saugrohren. Da eine

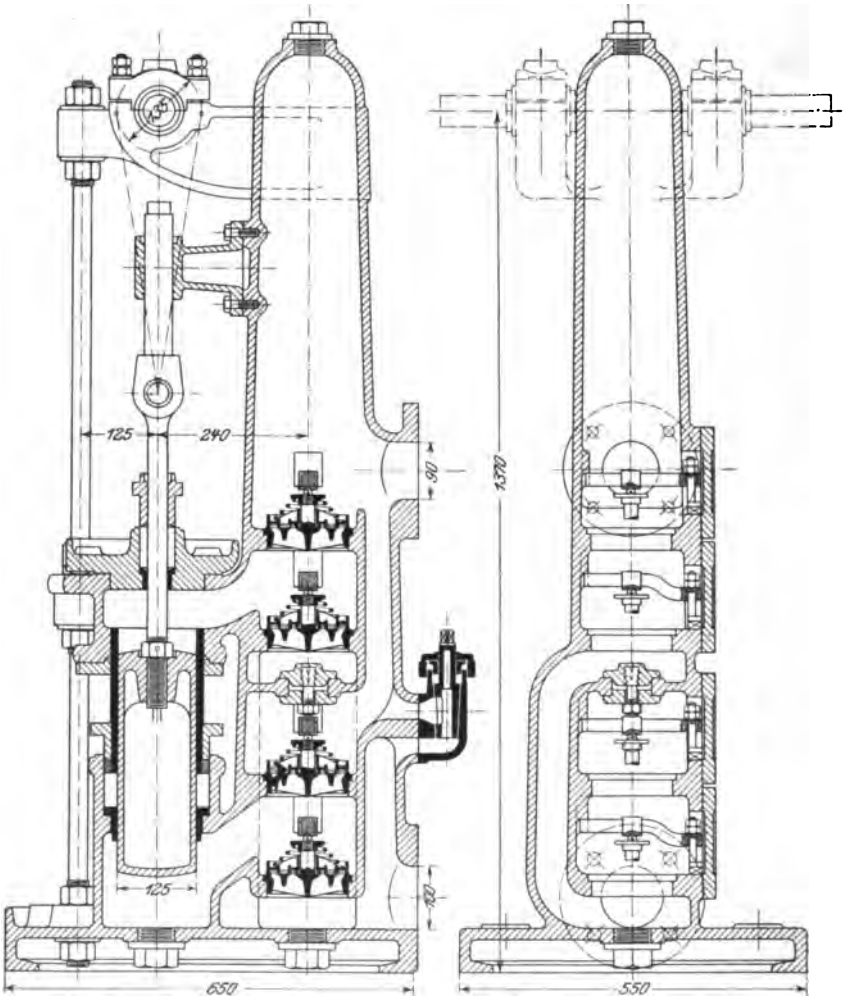


Fig. 348. Fig. 349.

große Umdrehungszahl großen Ventilumfang bedingt, wenn die Pumpe genügende Saugfähigkeit besitzen soll, so sind die Ventile, welche als Tellerventile mit Lederdichtung von der in Fig. 222 u. 223 dargestellten Konstruktion ausgeführt sind, in doppelter Anzahl vorhanden. Der Unter-

teil des Pumpgehäuses ist als Saugwindkessel in einer Weise ausgebildet, daß die Saugwassersäule die denkbar geringste Länge besitzt. Durch die Wölbung des Deckels über dem Druckventilkasten ist ein Raum geschaffen, welcher als Windhaube oder Druckwindkessel dient. Der Antrieb der Pumpe erfolgt durch eine gekröpfte Welle, deren symmetrisch zur Pumpenachse angeordnete Lager die bei der großen Umdrehungszahl zu berücksichtigenden Massenkräfte des Triebwerks und des Wassers im Pumpenzylinder gleichmäßig aufnehmen.

Die Konstruktion einer stehenden, doppeltwirkenden Pumpe, welche große Verbreitung gefunden hat und gewissermaßen vorbildlich wurde, ist die in Fig. 348 u. 349 dargestellte Unapumpe der Firma Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal. Dieselbe ist für eine Wasserlieferung von 18 cbm in der Stunde bei 100 Umdrehungen in der Minute und eine Förderhöhe von 40 m gebaut.

Die Konstruktion der Stopfbüchse nach welcher die Pumpe ihren Namen trägt, ist bereits auf S. 236 besprochen. Ebenso sind die Ventile in größerem Maßstab auf S. 254 Fig. 249 dargestellt. Dieselben sind in der Pumpensäule, welche in ihrem oberen Teil als Druckwindkessel dient, senkrecht übereinander angeordnet und durch seitliche Öffnungen bequem zugänglich. Die Zufuhr des Wassers zum oberen Saugventil geschieht durch einen seitlichen Kanal von reichlichen Abmessungen. Durch die hohe Lage der Druckventile über dem ihnen zugehörigen Zylinderraum ist erreicht, daß die beim Saughub in den Pumpenraum eingetretene Luft bei dem darauffolgenden Druckhub durch das Druckventil sofort wieder entweicht; ein Festsetzen der Luft im Pumpenzylinder ist also ausgeschlossen.

Der Antrieb erfolgt durch eine gekröpfte Welle, deren beiderseitige Konsollager mit der Fundamentplatte verankert sind. Zum Anfüllen der Saugleitung und des Saugwindkessels vor der Inbetriebsetzung ist ein Hahn vorgesehen, mittelst dessen Saug- und Druckraum miteinander verbunden werden können.

Eine Preßpumpe mit Riemenantrieb zur Erzeugung eines Druckes von 400 Atm., wie sie von der Firma Gebr. Benckiser in Pforzheim ausgeführt wird, zeigen die Fig. 350 bis 353.

An den Enden der Riemenscheibenwelle, welche 75 Umdrehungen in der Minute macht, sind zwei Stirnkurbeln angebracht, von welchen zwei Plungerpumpen verschiedener Größe angetrieben werden. Die größere Pumpe dient als Füllpumpe und tritt bei Erreichung eines bestimmten Drucks selbsttätig außer Wirksamkeit, während durch die Hochdruckpumpe mit kleinerem Kolbendurchmesser der Preßdruck erzeugt wird. Der Fuß des gußeisernen Pumpengestells ist zu einem Behälter ausgebildet, aus welchem die Pumpen ihr Wasser entnehmen und in welchen das von den hydraulischen Pressen austretende Wasser wieder zurückfließt.

Die Hochdruckpumpe ist in den Fig. 350 bis 352 dargestellt: Das Pumpengehäuse besteht aus Stahlguß, der Kolben ist aus Phosphorbronze und mit Ledermanschette abgedichtet, Saug- und Druckventil aus Phos-

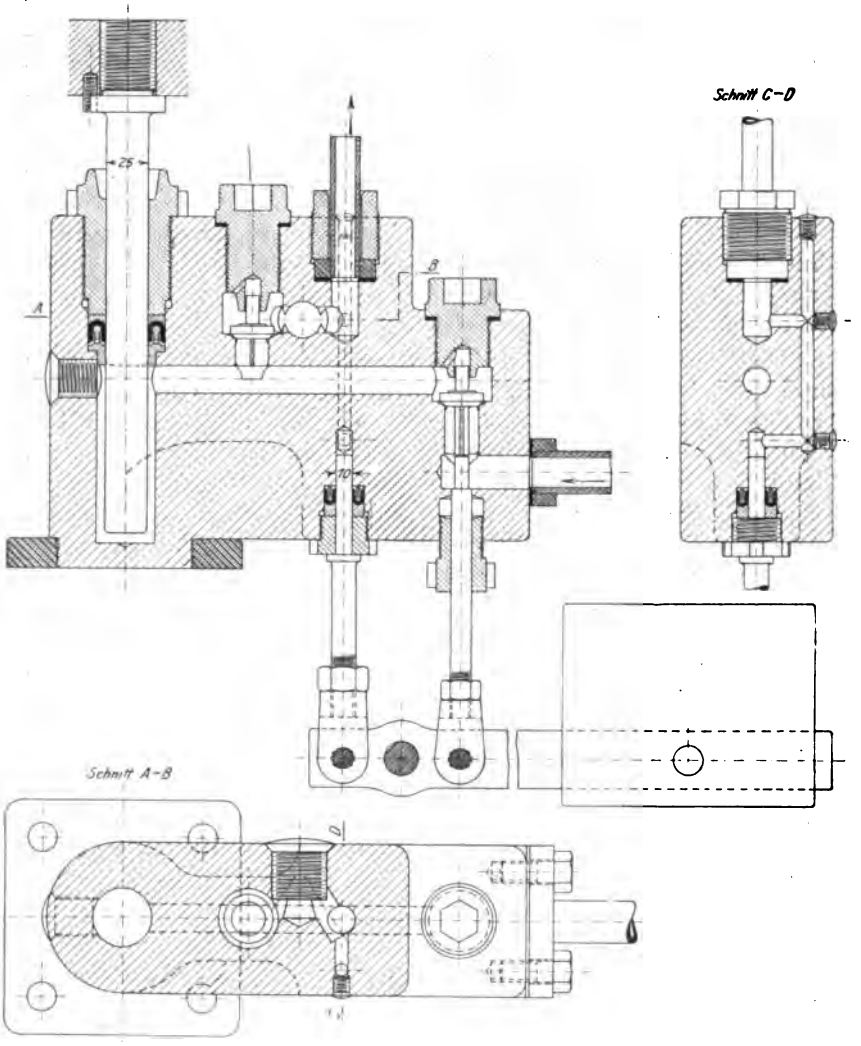


Fig. 350–352.

phorbronze sind mit oberer Stift- und unterer Rippenführung versehen und von oben durch Verschraubungen aus Phosphorbronze zugänglich.

Die selbsttätige Auslösevorrichtung besteht aus einem Gewichtshebel, an welchem links vom Drehpunkt (siehe Fig. 350) der mit Ledermanschette

gedichtete, unter dem Druck der Flüssigkeit im Raum über dem Druckventil stehende Auslösekolben aus Deltametall, rechts die zum Anheben des Saugventils dienende Druckspindel, ebenfalls aus Deltametall, angeschlossen ist. Bei Erreichung des Höchstdrucks im Raum über dem Druckventil wird das Belastungsgewicht und gleichzeitig das Saugventil durch den Druck des Auslösekolbens angehoben, die Pumpe tritt außer Wirksamkeit.

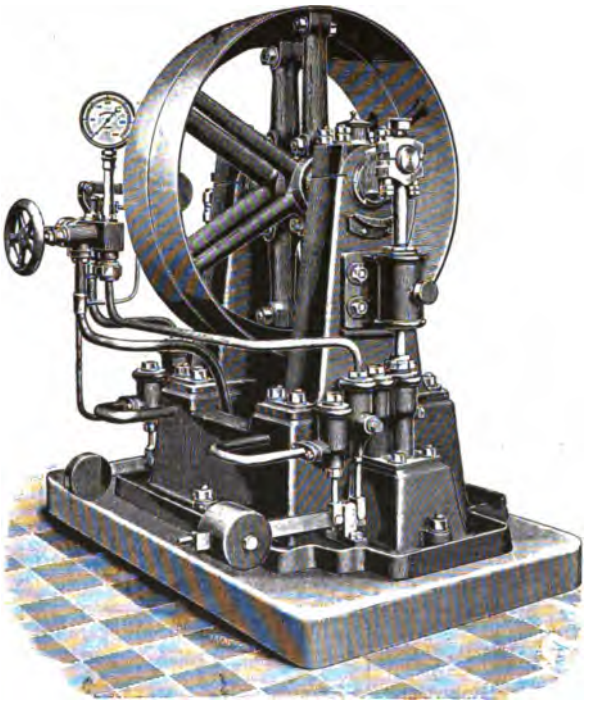


Fig. 353.

Die in Fig. 354 u. 355 dargestellte Schieberpumpe von Schmid hat vielfache Anwendung gefunden. Der Zylinder ist mittelst senkrecht zu seiner Achse angeordneter Drehzapfen in zwei zur Zylinderachse parallelen Trägern gelagert. Er erhält durch das Kurbelgetriebe eine schwingende Bewegung, durch welche seine Kanäle an dem als Zylinderfläche ausgeführten Schieberspiegel abwechslungsweise mit dem Saug- und Druckrohr in Verbindung treten. Ersteres mündet im Mittelpunkt des Steuerkopfes, während letzteres mit den äußeren Kanälen des Steuerkopfes in Verbindung steht.

Die kreisende Bewegung des Kurbelzapfens kann als eine senkrechte Auf- und Abbewegung und als eine gleichzeitige wagrechte Hin- und Herbewegung aufgefaßt werden. Durch die erstere entsteht in der Hauptsache

die Drehung des Zylinders um seine Achse und gleichzeitig das Öffnen und Schließen der Kanäle, durch die zweite die hin- und hergehende Kolbenbewegung. Diese Anordnung der Pumpe ist insofern eine sehr günstige, als zu Beginn des Kolbenhubs der Kurbelzapfen sich mit großer Geschwindigkeit in senkrechter Richtung bewegt, während seine Horizontalgeschwindigkeit klein ist. Der Kanal wird daher rasch geöffnet, während der Kolben sich mit geringer Geschwindigkeit bewegt. Bei der Kurbelstellung unter 90° hat andererseits der Kolben seine größte Geschwindigkeit, die Kanäle sind ganz geöffnet und die Bewegung am Schieberspiegel ist Null. Die Wirkungsweise der ganzen Einrichtung ist die gleiche wie diejenige einer Pumpe mit Muschelschieber, welcher durch ein unter 90° gegen die Pumpenkurbel aufgekeiltes Exzenter von großer Exzentrizität bewegt wird.

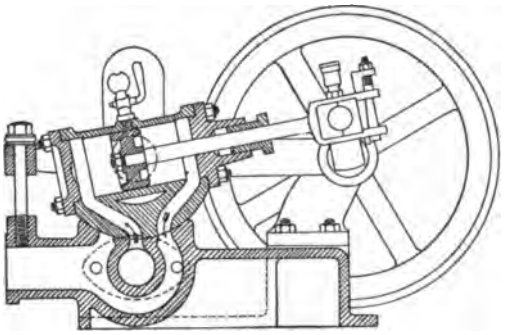


Fig. 354.

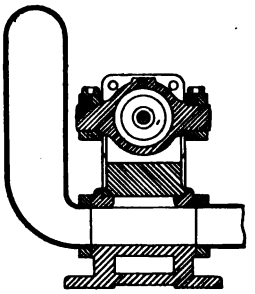
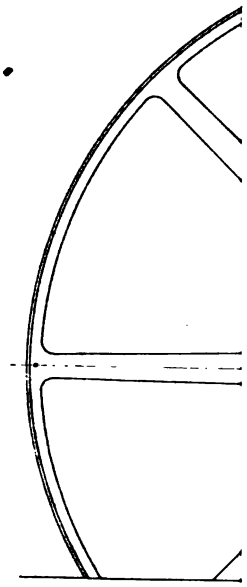


Fig. 355.

Da der Wasserdruck bestrebt ist, den Zylinder vom Schieberspiegel abzuheben, so kann man durch richtige Einstellung der Schraube (s. Fig. 354) erreichen, daß die Schieberreibung möglichst gering wird.

Die Steuerung der Pumpen durch Flachschieber hat den Übelstand, daß eine große Schieberreibungsarbeit entsteht, weil zur Vermeidung großer Wassergeschwindigkeit die Kanal- und Schieberabmessungen groß sein müssen. Es ist daher ein naheliegender Gedanke, an Stelle von Flachschiebern Kolbenschieber zu verwenden, denn bei diesen kann durch die Wahl eines entsprechend großen Schieberdurchmessers großer Spaltquerschnitt bei geringem Reibungswiderstand erzielt werden.

Da die Bewegung der Schieber zwangläufig erfolgt, das rechtzeitige Öffnen und Schließen der Kanäle also von der Umdrehungszahl der Pumpe unabhängig ist, so können Schieberpumpen, falls sie durch die Ausrüstung mit Kolbenschiebern genügende Durchgangsquerschnitte haben, rascher laufen als Ventilpumpen. Sie sind daher für den Antrieb durch schnelllaufende Motoren (Gasmotoren, Elektromotoren) besonders geeignet.



Die in Fig. 356 bis 358 dargestellte Kolbenschieberpumpe ist der Firma Ortenbach & Vogel in Bitterfeld patentiert (D.R.P. Kl. 59 Nr. 83920) und wird unter dem Namen Orvopumpe in den Handel gebracht.

Die Pumpe ist eine Differentialpumpe in Zwillingsanordnung. Auf jeder der beiden Kolbenstangen, welche durch rechtwinklig versetzte Kurbeln angetrieben werden, sitzen 2 Kolben: der große Kolben dient als Arbeits-

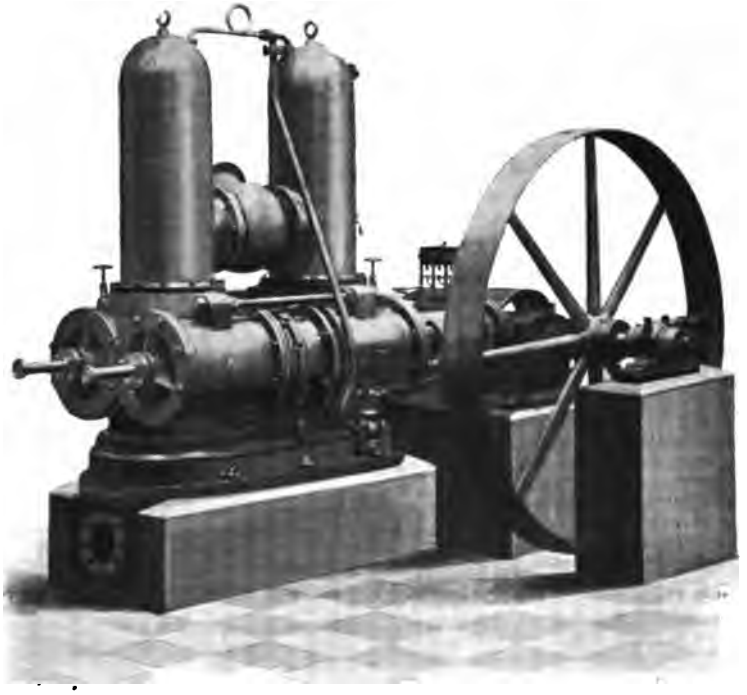


Fig. 358.

kolben, der kleine, dessen Querschnitt halb so groß ist, wie derjenige des großen Kolbens, als Differentialkolben und gleichzeitig als Steuerkolben für die benachbarte Pumpenseite. Die Steuerkolben sind wie gewöhnliche Pumpenkolben durch Bronzeringe gedichtet. Die Hauptwerte für die Pumpe sind: Durchmesser des großen Kolbens = 400 mm, des kleinen Kolbens = 280 mm, Hub = 200 mm, Umdrehungszahl in der Minute = 125. Hieraus ergibt sich die Fördermenge = ca. 5,9 cbm in der Minute.

Die Wirkungsweise der Pumpe ist die folgende: Es bezeichne F den wirksamen Querschnitt des großen und f denjenigen des kleinen Kolbens,

S den Kolbenhub. Geht die vordere Kolbenstange (s. Fig. 357) nach links, so wird in den Arbeitsraum hinter dem grossen Kolben die Wassermenge FS aus dem Saugraum angesaugt, gleichzeitig tritt aber aus dem Raum zwischen den beiden Kolben die Wassermenge $(F - f)S$ oder, da $f = \frac{F}{2}$ gemacht ist, die Wassermenge $\frac{F}{2}S$ in den Saugraum zurück. Die aus dem Saugraum entnommene Wassermenge ist also $\frac{F}{2}S$. Geht die Kolbenstange wieder nach rechts, so wird die Wassermenge $(F - f)S = \frac{F}{2}S$ wieder in den Raum zwischen den beiden Kolben gesaugt, während in dem Arbeitsraum hinter dem großen Kolben das Wasser nach dem Druckraum gepreßt, also kein Wasser angesaugt wird. Die vordere Pumpe saugt also bei jedem Hub die Wassermenge $\frac{F}{2}S$ wie eine doppeltwirkende Pumpe mit einem Kolben vom Querschnitt $\frac{F}{2}$. Im Verein mit der hinteren Pumpe, deren Kurbel um 90^0 versetzt ist, ergibt sich dann eine vierfache Saugwirkung, wie sie in Fig. 64, S. 55 dargestellt ist. Eine Untersuchung der Druckarbeit ergibt das Gleiche. Durch die aus dieser Arbeitsweise folgende Gleichmäßigkeit des Widerstandes ist die Orvopumpe für Riemenantrieb oder unmittelbaren Antrieb durch Elektromotoren und Gasmotoren sehr geeignet.

Da die Antriebskurbeln von Steuerkolben und Arbeitskolben um 90^0 gegeneinander versetzt sind, so werden (wie bei der Schieberpumpe von Schmid) die Kanäle rasch geöffnet und geschlossen, so daß beim Beginn des Öffnens und beim Abschluß keine Erhöhung der Spaltgeschwindigkeit, verknüpft mit großem Durchgangswiderstand und starker Abnützung der Abschlußkanten entsteht. Die Durchgangsgeschwindigkeit durch den Spalt ist vielmehr konstant, wie aus folgendem hervorgeht:

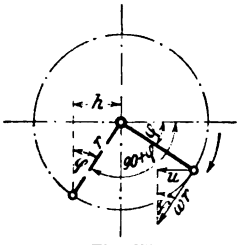


Fig. 359.

Steht die Kurbel des (vorderen) Arbeitskolbens (s. Fig. 359) unter dem Winkel φ, so ist die vom Kolben in der Sekunde angesaugte Wassermenge $Fu = F\omega r \sin\varphi$, da $u = \omega r \sin\varphi$ die Kolbengeschwindigkeit ist. Gleichzeitig steht die Kurbel des (hinteren) Steuerkolbens unter dem Winkel $(90 + \varphi)$.

Die Ausweichung des Steuerkolbens aus seiner Mittellage, d. h. die Spaltöffnung ist

$$h = r \sin\varphi.$$

Bezeichnet U den Spaltumfang, c die Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch den Spalt, so ist die Spaltmenge

$$cUh = cUr \sin\varphi.$$

Da Spaltmenge und vom Kolben angesaugte Wassermenge gleich sind, so folgt

$$c\,U\,r\sin\varphi = F\,\omega\,r\sin\varphi$$

$$c = \frac{F}{U}\,\omega,$$

d. h. die Spaltgeschwindigkeit ist für eine gegebene Pumpe und Umdrehungszahl ein konstanter Wert.

Die Pumpe hat einen Luftsack, insofern die im oberen Teil des vorderen und hinteren Arbeitsraums angesammelte Luft wegen der tiefen Lage des Steuerkolbens nicht durch dessen Spaltöffnungen entweichen kann. Dieser Luftsack wird dadurch unschädlich gemacht, daß vorn und hinten zwischen dem Arbeitsraum und dem Druckraum ein Luftdurchlaß angeordnet ist, mittelst dessen die im oberen Teil des Arbeitsraums beim Saugen abgeschiedene Luft in den Druckraum gefördert wird, so daß sie bei Beginn der Saugperiode nicht erst auf die Saugspannung gebracht werden muß. Der Luftdurchlaß wird durch ein Rückschlagventil (Fig. 360) gebildet, dessen Kegel durchbohrt ist, so daß eine ständige Verbindung zwischen Arbeitsraum und Druckraum besteht, welche jedoch nur so groß ist, daß die während des Saughubs sich abscheidende Luft während des Druckhubs in den Druckraum übertritt, ohne daß sich das Ventil hebt. Beim Anlassen der Pumpe, oder wenn große Luftmassen fortzuschaffen sind, kann die Belastung des Ventils durch ein Handrad (s. Fig. 358) verringert werden, so daß die größere Luftmenge schneller entfernt werden kann. Das Anheben des Ventils bedingt einen kleinen Überdruck im Arbeitsraum gegenüber der Pressung im Druckraum, welcher zu Ende des Hubs durch Überdeckung des Kolbenschiebers erzielt wird.

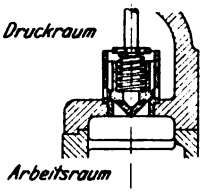


Fig. 360.

Die Pumpe vermag höher anzusaugen als Ventilpumpen, insofern sie bei mit Wasser gefülltem Druckraum und schädlichem Raum als nasse Luftpumpe arbeitet und hierbei an Stelle des Saugventilwiderstandes nur den verschwindend kleinen Durchgangswiderstand der Luft durch die Schieberöffnungen zu überwinden hat.

Während bei den Ventilpumpen größere Luftmengen im Pumpenzylinder unzulässig sind, da durch dieselben Ventilschlag entsteht, können Orvopumpen anstandslos mit großen Luftmengen arbeiten, sofern dies die Saughöhe gestattet. Man kann daher durch Luftzufuhr in den Saugraum vermittelst eines Hahns, der entweder von Hand oder auch selbsttätig durch einen Schwimmer eingestellt wird, in einfachster Weise eine Leistungsregelung der Pumpe erzielen.

Um die Pumpe unbelastet in Gang setzen zu können, was bei elektrischem und Gasmotorenantrieb unter Umständen notwendig ist, verbindet

man den Luftraum des Druckwindkessels mit dem Saugraum durch eine Luftleitung, in welche ein Hahn oder Ventil eingeschaltet ist. Beim Anlassen ist das Ventil geöffnet, es fördert dann die Pumpe nur Luft aus dem Saugwindkessel in den Druckwindkessel, welch' letzterer durch eine Rückschlagklappe gegen die Druckleitung abgeschlossen sein muß, und diese Luft tritt wieder in den Saugraum zurück. Hat die Pumpe ihre normale Umdrehungszahl erreicht, so wird das Ventil geschlossen und es entsteht im Druckwindkessel allmählich eine Druckspannung, wobei der Kraftverbrauch

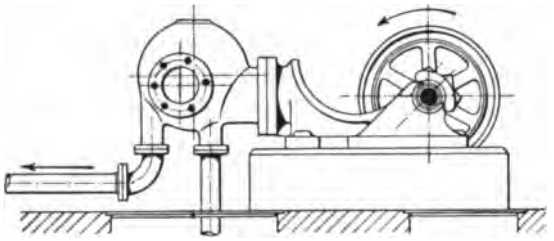


Fig. 361.

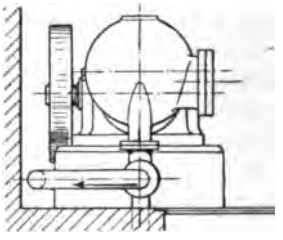


Fig. 362.

Fig. 364.

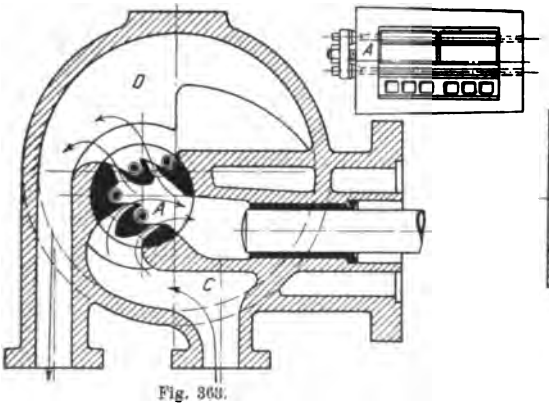


Fig. 363.

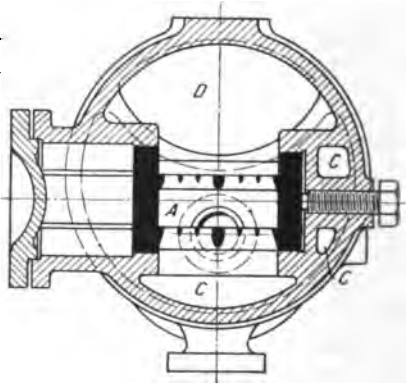


Fig. 365.

langsam steigt bis die normale Förderung beginnt. Anstatt das Luftventil von Hand zu bedienen, kann man auch einen Zentrifugalregulator (siehe Fig. 358) anordnen, welcher das Ventil abschließt, wenn die normale Umdrehungszahl erreicht ist. Auf diese Weise besteht bei elektrischem Antrieb die Möglichkeit, die Pumpe aus großer Entfernung in Gang zu setzen.

Schnellaufende Pumpen können auch mit Klappenventilen ausgeführt werden, sofern diese speziell für große Hubzahl gebaut sind. Hierbei kommen die auf S. 267 besprochenen „Gutermuth-Klappen" in Betracht.

Fig. 361 bis 365 zeigt die einfach wirkende „Kugelspeisepumpe" von Gutermuth für Riemen- oder auch unmittelbaren Antrieb durch Elektro-

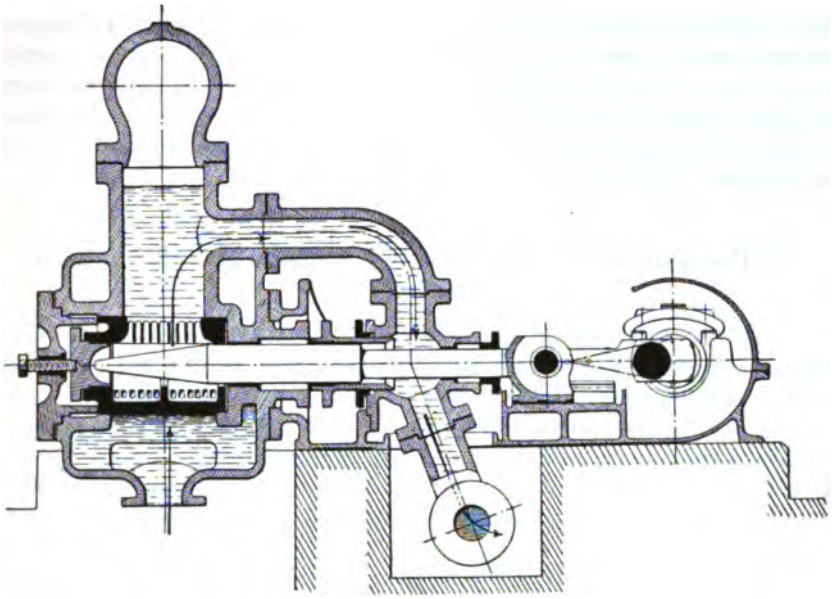


Fig. 366.

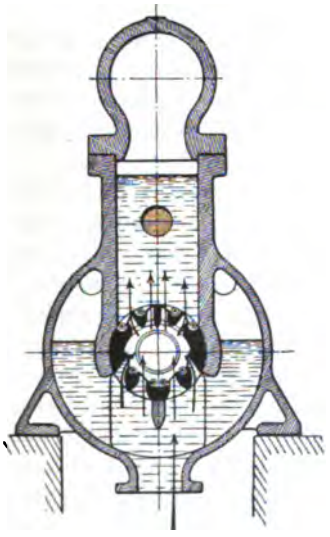


Fig. 367.

motor in der Ausführung der Firma G. Kuhn in Stuttgart-Berg. Kolbendurchmesser = 70 mm, Hub = 100 mm, minutliche Umdrehungszahl = 250, Wasserlieferung = ca. 90 l/Min.

Auf dem kegelförmigen Ventilsitz A, welcher von der Seite in das kugelförmige Pumpengehäuse eingesetzt ist und durch 6 Flanschenschrauben festgehalten wird, sind die Saug- und die Druckklappen, deren je 4 vorhanden sind, angeordnet. Durch geschickte Ausnützung des Innenraums der Kugel ist sowohl für den Saugwindkessel C, als auch den Druckwindkessel D genügender Rauminhalt gewonnen.

Ein Beispiel einer größeren Pumpe mit Gutermuth-Klappen für Riemenantrieb ist die in Fig. 366 und 367 dargestellte Hochdruckdifferentialpumpe, gebaut von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln. Kolbendurchmesser = 140 bezw. 115 mm, Hub = 140 mm, minutliche Umdrehungszahl = 250, Wasserlieferung = ca. 30 cbm in der Stunde. Durch die spitze Form des Plungers, welcher in den zylindrischen Raum zwischen

den Ventilen ganz hineintritt, ist eine günstige Wasserführung im Pumpenzylinder erzielt, insofern sich das Wasser im Pumpenzylinder im wesentlichen nur senkrecht bewegt und dem Kolben nicht in wagrechter Richtung zu folgen braucht, eine Bewegungsumkehr also nicht stattfindet. Die Konstruktion des kegelförmigen Klappensitzes ist in Fig. 286 und 287, S. 268 in größerem Maßstab dargestellt.

27. Pumpen mit unmittelbarem Antrieb durch Elektromotoren.

Kleine Elektromotoren gewöhnlicher Bauart haben so hohe Umdrehungszahlen, daß selbst bei der Verwendung von sehr schnell laufenden Pumpen Zwischengetriebe unvermeidlich sind. Als solche finden bei elektrischem Antrieb hauptsächlich ein- und mehrfache Zahnräder- oder Schneckengetriebe Verwendung, weil mit diesen bei geringem Raumbedarf eine große Übersetzung zu erzielen ist. Außerdem ist, wenn es die räumlichen Verhältnisse gestatten, Seil- oder Riemenübertragung mit oder ohne Zahnrädergetriebe zu finden.

Je größer die Leistung eines Elektromotors ist, um so kleiner ist seine normale Umdrehungszahl. Mit der Zunahme der Größe der Anlage wird also die Möglichkeit eines unmittelbaren Antriebes näher gerückt. Tatsächlich lassen sich Pumpwerke von etwa 150 Pferdekräften und darüber mit direkter Kuppelung ausführen, wenn Motor und Pumpe einander angepaßt werden, wie dies die elektrisch betriebenen Wasserhaltungsmaschinen dartun.

Das Bestreben, die Umdrehungszahl der Pumpen dem Elektromotor zu lieb möglichst zu steigern, hat zum Bau von sog. Expreßpumpen mit 200 bis 300 Umdrehungen geführt. Von diesen hohen Umdrehungszahlen, welche die Lebensdauer der Ventile stark kürzen und wegen der unvermeidlich großen Beschleunigung nur geringe Saughöhe ermöglichen, ist man jedoch wieder abgekommen.

Große Pumpen mit 120 bis 180 Umdrehungen gelten jetzt als schnellaufend. Sie lassen sich nach den Grundsätzen und Grundformen bauen, welche sich bei den Dampfwasserhaltungen entwickelt und bewährt haben, wenn in allen Konstruktionseinzelheiten der großen Umdrehungszahl, hauptsächlich auch dem Einfluß der Massenkräfte gebührend Rechnung getragen wird. Dementsprechend finden doppeltwirkende Plungerpumpen mit nach innen oder nach außen gekehrten Stopfbüchsen, ebenso wie Differentialpumpen Verwendung, wobei mit Rücksicht auf den Elektromotor des gleichmäßigen Widerstands wegen häufig Zwillingsanordnung gewählt wird. Nachstehend sind einige Beispiele solcher Pumpen gegeben. Weitere Angaben über die Konstruktionsverhältnisse, den Wirkungsgrad usw. solcher Pumpwerke sind in der Tabelle S. 204 zu finden.

Unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb, gebaut von der Maschinen- und Armaturfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz).

Die Anlage (Tafel I) besteht aus zwei doppeltwirkenden Plungerpumpen, welche durch um 90° versetzte Stirnkurbeln von der Welle des Elektromotors unmittelbar angetrieben werden. Der Bau der Pumpe entspricht der bei doppeltwirkenden liegenden Dampfpumpwerken gebräuchlichsten Anordnung, die auf S. 349 (Wasserwerksmaschine von Kuhn) ausführlich beschrieben ist. Mit Rücksicht auf die große Umdrehungszahl haben die Ventile, welche in Fig. 256 und 257, S. 257 in größerem Maßstab dargestellt sind, sehr großen Durchgangsquerschnitt. Zur Verminderung der Massenkraft ist der Kolben möglichst leicht als Hohlkolben ausgeführt. Seine Abdichtung ist durch die Unastopfbüchse (vgl. Fig. 216, S. 236) bewirkt.

Kolbendurchmesser	165 mm
Hub	350 mm
Umdrehungszahl in der Minute	145
Wasserlieferung in der Stunde	240 cbm
Förderhöhe ca.	200 m.

Unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb, gebaut von Haniel & Lueg in Düsseldorf-Grafenberg.

Zwei unter 90° gekuppelte Differentialpumpen (Tafel II) werden von der Welle des Elektromotors unmittelbar angetrieben. Die Pumpen zeichnen sich durch außerordentlich kräftigen und soliden Bau aus. Sie bestehen aus 3 Hauptteilen: der vorne liegenden Geradführung mit Kurbellager, dem Mittelstück, das den vorderen Pumpenraum bildet und als zylindrische Laterne ausgebildet ist, und dem hinten liegenden Pumpenzylinder samt Ventilgehäusen, welcher auf dem Saugwindkessel sitzt. Diese 3 Teile sind zentrisch durch Flanschenschrauben miteinander verbunden. Geradführung samt Kurbellager, Mittelstück und Saugwindkessel liegen mit breiten Flanschen in einer durchlaufenden Ebene auf dem Fundament auf und sind mit diesem durch zahlreiche und kräftige Schrauben verankert.

Der Saugwindkessel hat die Form eines senkrechten Hohlzylinders mit halbkugelförmigem Boden. Seine Wandstärke ist so bemessen, daß er der vollen Druckhöhe der Pumpe widerstehen kann. Der Plunger ist als leichter Hohlgußkörper ausgeführt. Seine Verbindung mit dem Kreuzkopf ist durch einen Bolzen bewirkt, welcher einerseits in den Plungerkopf, andererseits in das geschlitzte, mit vier Schraubenbolzen zusammengezogene zylindrische Ende des Kreuzkopfs eingeschraubt ist. Die untere Gleitfläche des letzteren ist mit Lagermetall ausgegossen. Die Abdichtung des Pumpenzylinders gegen außen und gegen den vorderen Pumpenraum ist durch eine Stopfbüchse, die Abdichtung des vorderen Pumpenraums gegen außen einer-

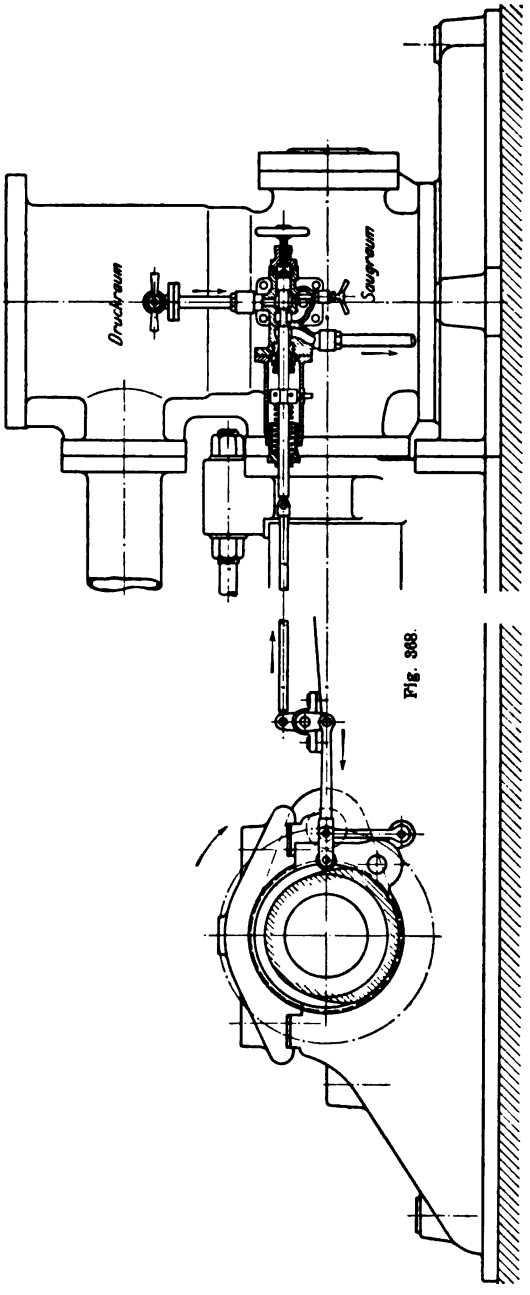


Fig. 368.

seits durch eine Ledermanschette, andererseits durch eine Stopfbüchse bewirkt. In beide Stopfbüchsen ist ein Ring eingelegt, in dessen Höhlung durch eine Pumpe Schmiermaterial gepreßt wird. Die Ventile, zu deren genauer Angabe sich die ausführende Firma nicht entschließen konnte, sind mehrfache konzentrische Ringventile mit Federbelastung.

Das Saugventil, dessen Sitzdurchmesser kleiner ist, als der Durchmesser des Druckventilsitzes, wird von oben in das Pumpengehäuse eingebracht und ist durch die hintere Öffnung des Pumpenzylinders zugänglich. In die beiden von den vorderen Pumpenräumen abzweigenden Druckleitungen ist je eine Rückschlagklappe mit Umführungsrohr eingeschaltet, so daß jede Pumpe ohne Entleerung der Druckleitung geöffnet und vor der Wiederingangsetzung aus der Druckleitung angefüllt werden kann.

Kolbendurchmesser	185/130 mm
Hub	400 mm
Umdrehungszahl in der Minute	111
Wasserlieferung in der Stunde ca.	135 cbm
Förderhöhe	400 m.

Zur Ingangsetzung des Pumpwerks ist auf jeder Pumpenseite die der Firma Haniel & Lueg patentierte (D. R. P. Kl. 59, Nr. 100025) Anlaßvorrichtung (Fig. 368)[1]) angebracht. Diese besteht aus einer kleinen hydraulischen Steuerung mit Kolbenschieber, welche durch ein Handrad aus- und eingerückt werden kann.

1) B. Gerdau, Neuere Wasserhaltungen für Bergwerke.

Wird die Spindel mit dem Handrad herausgedreht, dann wird der Kolbenschieber durch die Drahtfeder nach rechts gedrängt, es legt sich die Rolle des Antriebshebels gegen die auf der Pumpenwelle angebrachte unrunde Scheibe und die Pumpe arbeitet als hydraulischer Motor, welcher sein Kraftwasser aus der Steigleitung erhält, indem durch die hin- und hergehende Bewegung des Schiebers der Pumpenraum zwischen den Ventilen abwechselnd mit dem Druckraum und der Atmosphäre in Verbindung gebracht wird. Wenige selbsttätige Umdrehungen der Pumpe genügen, um das Anlaufen des Elektromotors unter dem von der gleichzeitig angelassenen Primäranlage abgegebenen Strom zu veranlassen. Hat der Elektromotor Strom, dann wird die hydraulische Steuerung mittelst des Handrads wieder abgestellt.

Unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb der „Preußengrube" Miechowitz, gebaut von O. Schwade & Co. in Erfurt.

Die Gesamtanlage der Wasserhaltung ist in Fig. 369 und 370, die Pumpe mit Motor auf Taf. III dargestellt. Die doppelt wirkende Plungerpumpe mit nach innen gekehrten Stopfbüchsen ist durch den seitlich von ihr liegenden Elektromotor unmittelbar angetrieben.

Charakteristisch für den Bau der Pumpmaschine ist die Verlegung des Querhaupts und der Geradführung zwischen die beiden Pumpenzylinder und der Antrieb der Plunger durch zwei seitlich der Pumpenachse liegende Schubstangen, welche an den beiden Enden des Querhaupts angreifen. Die Welle hat eine Stirnkurbel und eine Kröpfung, sie ist dreifach gelagert und zwar in dem zwischen den Kurbelarmen liegenden Pumpenlager und den beiden Lagern des Elektromotors.

Diese Anordnung bietet gegenüber von Pumpen mit außen liegenden Stopfbüchsen und Antrieb durch eine einfache Stirnkurbel und Umführungsgestänge folgende Vorteile: Die gesamte Baulänge der Maschine ist wesentlich kleiner, die hin- und hergehenden Massen sind ebenfalls kleiner, die Belastungsverhältnisse des Hauptlagers, dessen Mitte in der Achse des Pumpenzylinders liegt, sind günstiger, als diejenigen eines seitlich der Pumpenachse liegenden Kurbellagers mit Bajonettbalken, denn auf das Hauptlager kommt nur die Größe des Triebwerksdrucks selbst, während sich bei seitlicher Anordnung dieser Druck, dem Hebelverhältnis der an der Pumpenwelle wirkenden Triebwerks- und Lagerdrücke entsprechend, in vergrößertem Maße auf das Lager absetzt. Außerdem ist der das Hauptlager mit dem Pumpenkörper verbindende Rahmen nur auf Zug und Druck beansprucht, während der Bajonettbalken Biegungsmomente aufzunehmen hat.

Die Konstruktion der Pumpe verlangt, daß die beiden Schubstangen durch richtiges Einstellen ihrer Lagerschalen stets genau gleich lang sind,

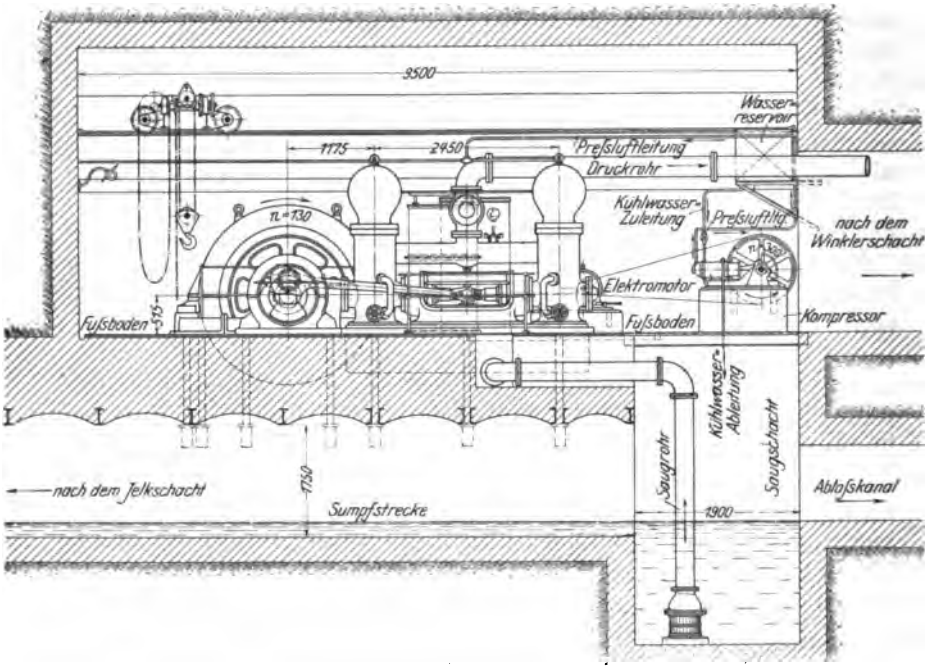


Fig. 369.

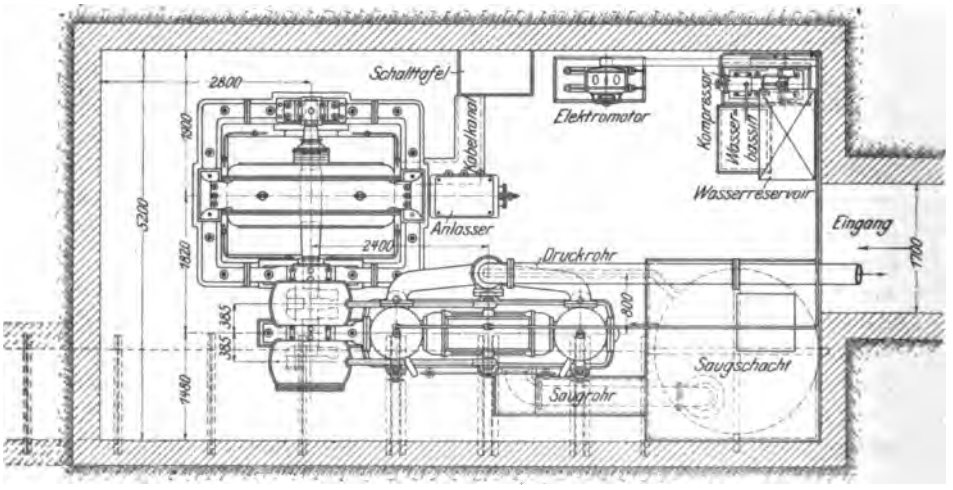


Fig. 370.

andernfalls tritt eine Verdrehung des Querhaupts, Biegungsbeanspruchung der Plunger mit Vergrößerung der Stopfbüchsenreibung ein.

Der Umstand, daß die Stirnkurbel gegenüber der Kröpfung durch die an ihr wirkende Schubstangenkraft eine Verdrehung erfährt und demgemäß die von den beiden Schubstangen übertragene Kraft nur gleich groß ist, wenn das Querhaupt sich schräg stellen kann, gibt in Wirklichkeit zu keinen Bedenken Veranlassung, denn diese Verdrehung ist wegen des großen Durchmessers, welchen der Wellenhals im Hauptlager besitzt, verschwindend klein.

Die beiden Lager des Elektromotors sind durch einen kräftigen Fundamentrahmen miteinander verbunden. Das Hauptlager bildet mit dem Kurbellager ein Gußstück.

Ein langer gußeiserner in das Fundament eingebetteter Kasten, welcher mit dem Rahmen des Hauptlagers starr verbunden ist, bildet den Saugraum für die beiden hinten und vorne aufgesetzten Pumpen, welche mittelst Tauchrohren ihr Wasser ansaugen. Der obere Raum des Kastens dient als Saugwindkessel.

Die Köpfe der beiden Hohlgußplunger sind mit dem Querhaupt durch eingeschraubte und gegen Drehung gesicherte Bolzen verbunden. Das Querhaupt stützt sich mit einem Schuh auf die Gleitbahn. Diese sitzt auf dem Saugwindkessel auf und ist mit ihren zylindrischen Enden zwischen die Flanschen der Zylinder und Zylinderdeckel eingeklemmt. Letztere sind zentrisch in die Pumpenzylinder eingesetzt und bilden den Packungsraum für die Stopfbüchsen. Die Flanschen der Stopfbüchsenbrillen sind in einem Anguß an den Zylinderdeckeln geführt, so daß einem Schiefziehen der Brillen vorgebeugt ist.

Die Ventile sind konzentrische Ringventile mit Lederdichtung und Belastung durch eine für sämtliche Ringe gemeinschaftliche Gummirohrfeder. Von einer Veröffentlichung ihrer Konstruktion glaubte die ausführende Firma wegen der Konkurrenz absehen zu müssen.

Um den Elektromotor mit unbelasteter Pumpe in Gang setzen zu können, sind an den Druckventilen Umführungsleitungen von großem Querschnitt vorgesehen.

Die Anordnung der Druckwindkessel, Rohrleitungen und die sonstige Ausrüstung der Pumpe ist aus den Abbildungen ersichtlich.

Zwei Pumpensysteme, welche speziell bei elektrisch betriebenen Wasserhaltungen Eingang gefunden haben, bedürfen noch besonderer Besprechung. Es sind die Riedlerexpreßpumpe und die Bergmanspumpe.

Die Konstruktion der **Riedlerexpreßpumpe** bezweckt, eine möglichst große Saugfähigkeit der Pumpe zu erreichen. Deshalb ist das Saugventil mit wagerechter Achse ausgeführt und gesteuert.

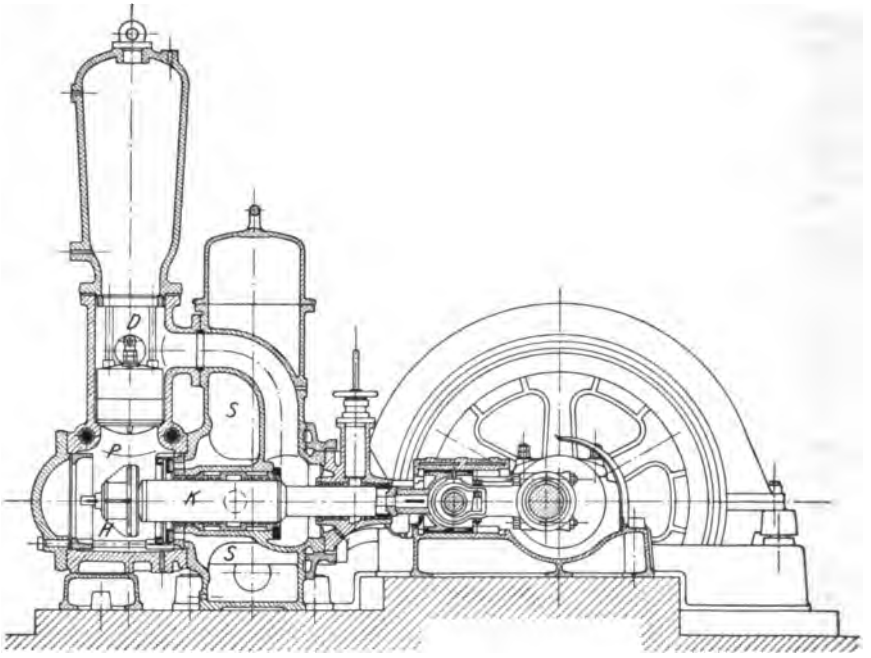


Fig. 371.

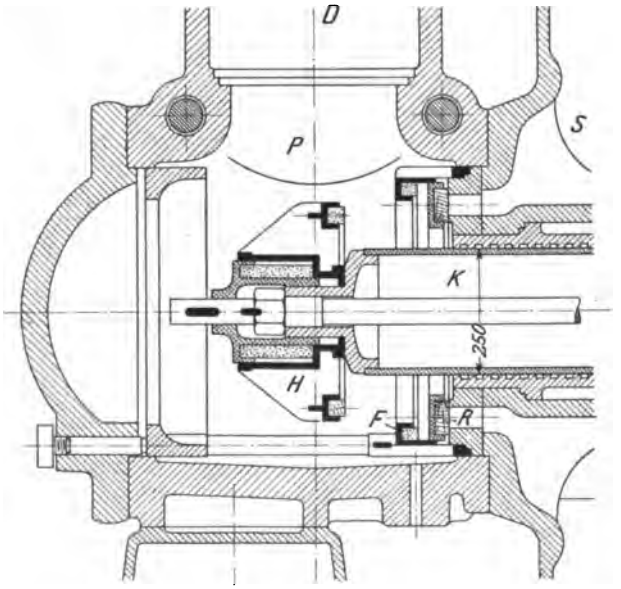


Fig. 372.

Die Einrichtung einer solchen Pumpe ist in Fig. 371 und 372[1]) dargestellt: Die Pumpe ist eine liegende Differentialpumpe. S ist der Saugraum mit hochliegendem Windkessel, P der Pumpenraum, D der Druckraum. Das Saugventil (Fig. 372) besteht aus einem einfachen Metall- oder Holzring R mit wagerechter Achse, welcher den Plunger K umgibt und von einem festliegenden Ring F gestützt und geführt ist. Letzterer Ring ist zugleich zum Hubfänger ausgebildet und mit einem Pufferring aus Gummi versehen. Bei der Saugbewegung des Kolbens (nach rechts) strömt das Wasser aus dem Saugraum durch die ringförmige Öffnung des Ventilsitzes und drückt das leichte von keiner Feder belastete Ventil gegen den Hubfänger. Das Wasser strömt also in einer der Kolbenbewegung entgegengesetzten Richtung in den Pumpenraum ein. Gegen Ende des Saughubs wird das Ventil von dem am Plungerende befestigten Steuerkopf H, welcher mit einer Gummirohrfeder und einem Gummiring versehen ist, auf seinen Sitz gedrückt. Der Schluß des Ventils erfolgt also genau so wie bei einem selbsttätigen Ventil unter Federbelastung. Bei der Druckbewegung des Kolbens (nach links) wird das Wasser aus dem Pumpenraum durch das Druckventil hindurch nach dem Druckraum gefördert. Letzteres Ventil ist als selbsttätiges aus einer Anzahl konzentrischer unabhängig voneinander arbeitender Ringe mit Gummirohrfederbelastung ausgeführt.

Die wagerechte Anordnung der Ventilachse ist für die Führung des Ventils nicht günstig, denn dadurch, daß der Ring an seinem unteren Teil aufliegt, entsteht bei seiner Bewegung eine Reibungskraft, welche ein Ecken und Klemmen des Rings um so mehr begünstigt, als dieser einen großen Durchmesser hat und sehr nieder ist. Bei den Ausführungen scheint sich jedoch aus der Art der Ventilführung kein Anstand ergeben zu haben.

Die mögliche Saughöhe einer Pumpe ist um so größer, je kleiner der Beschleunigungswiderstand der Wassermasse zwischen dem Saugwindkessel und Pumpenkolben und je kleiner der Öffnungswiderstand des Saugventils ist. Durch die wagerechte Anordnung der Ventilachse wird das Saugventil dem Windkessel allerdings sehr nahe gerückt, die Länge der Wassersäule, welche beim Anhub beschleunigt werden muß, ist aber vom Wasserspiegel bis zum Ende des Kolbens bei seiner äußersten Linksstellung, d. h. bis zum Ende des Steuerkopfs zu messen. Die Länge der zu beschleunigenden Wassersäule ist aus diesem Grunde bei der Riedlerexpreßpumpe kaum geringer, als bei liegenden Pumpen gewöhnlicher Bauart mit aufrechten Ventilen. Ungünstig wirkt ferner der Umstand, daß das Wasser sich im Pumpenzylinder in einer der Kolbenbewegung entgegengesetzten Richtung bewegen muß, um den hinter dem Steuerkopf

[1]) A. Riedler, Schnellbetrieb (Expreßpumpen. S. 44).

frei werdenden Raum auszufüllen. Der Gewinn an Saughöhe, welcher mit der wagerechten Anordnung durch Verminderung des Beschleunigungswiderstands der Wassermassen erzielt wird, ist daher ein ganz unbedeutender, wenn überhaupt ein solcher besteht.

Anders ist es mit dem Öffnungswiderstand des Ventils: Schnellaufende Pumpen werden mit einer Spaltgeschwindigkeit von 4—5 m ausgeführt und es beträgt der von der Ventilbelastung herrührende Teil des Öffnungswiderstands dementsprechend ungefähr 1,5—2 m. Diese Widerstandshöhe kommt bei dem Saugventil mit wagerechter Achse ohne Federbelastung in Wegfall, die mögliche Saughöhe der Riedlerpumpe ist demnach größer als bei anderen Pumpen, vorausgesetzt, daß sie keine größere Umdrehungszahl hat, anderenfalls wird der Gewinn an Saughöhe wieder geschmälert durch die Vergrößerung des Beschleunigungswiderstandes der Wassermasse und Ventilmasse.

Bei der Riedlerpumpe wird der Wasserspiegel im Saugwindkessel durch Absaugen der Luft in einer gewissen Höhe gehalten. Diese Einrichtung ist notwendig, weil sich andernfalls der Wasserspiegel bis zum oberen Rand der ringförmigen Öffnung des Ventilsitzes absenken und das Ventil in seinem oberen Teil entweder beständig oder periodisch von Luft durchströmt werden würde. Dies würde zu Unzuträglichkeiten (unruhigem Ventilspiel, Stößen in der Pumpe) führen. Ein Vorteil für die Beschleunigung des Wassers und der Ventilmasse beim Anhub des Pumpenkolbens ergibt sich durch die hohe Lage des Wasserspiegels natürlich nicht, denn je höher der Wasserspiegel im Windkessel hinaufgezogen wird, um so geringer ist der Luftdruck im Windkessel, der ja dazu dienen muß, die Wassermasse zu beschleunigen, und um so größer ist die Länge der zu beschleunigenden Wassermasse. Der Wasserspiegel soll daher nur so hoch stehen, daß ein Absaugen von Luft aus dem Windkessel durch das Saugventil hindurch vermieden ist. Man findet auch bezüglich Pumpen gewöhnlicher Bauart nicht selten die Ansicht vertreten, daß bei einem hohen Wasserspiegel im Saugwindkessel die Saugventile sich leichter öffnen, weil sie unter einer größeren Druckhöhe stehen. Daß diese Ansicht eine irrige ist, geht aus dem Vorstehenden hervor.

Der große Durchmesser des Saugventils und seines Sitzes verlangt bei der Riedlerpumpe eine große Öffnung hinten am Pumpenzylinder, zugleich ist oben eine große Öffnung wegen des Druckventils erforderlich. Hierdurch ergibt sich für den Pumpenkörper eine Form, welche für große Beanspruchung durch inneren Überdruck wenig geeignet ist. Dies ist bei einer elektrisch angetriebenen Wasserhaltungsmaschine mit großer Umdrehungszahl um so bedenklicher, als die Spannungswechsel, welchen das Material des Pumpenkörpers unterliegt, sehr häufige und sehr große sind. Die Verstärkung des Gehäuses durch Spannbolzen kann nur als Notbehelf angesehen werden. Um in dieser Hinsicht günstigere Verhältnisse zu

schaffen, wurde durch die Firma Humboldt in Kalk bei Köln auch das Druckventil mit wagerechter Achse angeordnet, wie Fig. 373[1]) zeigt. Ein in das Pumpengehäuse eingesetzter Hohlgußkegel bildet die Umschließung des eigentlichen Pumpenraums. Er allein ist der wechselnden Beanspruchung ausgesetzt, die noch dadurch gemildert wird, daß er vom Druckwasser umgeben ist; das Pumpengehäuse selbst steht unter annähernd gleichmäßigem Druck, auch braucht die obere Öffnung in demselben nicht so groß zu sein. Die gewiß hübsche Konstruktion hat leider den Fehler, daß im

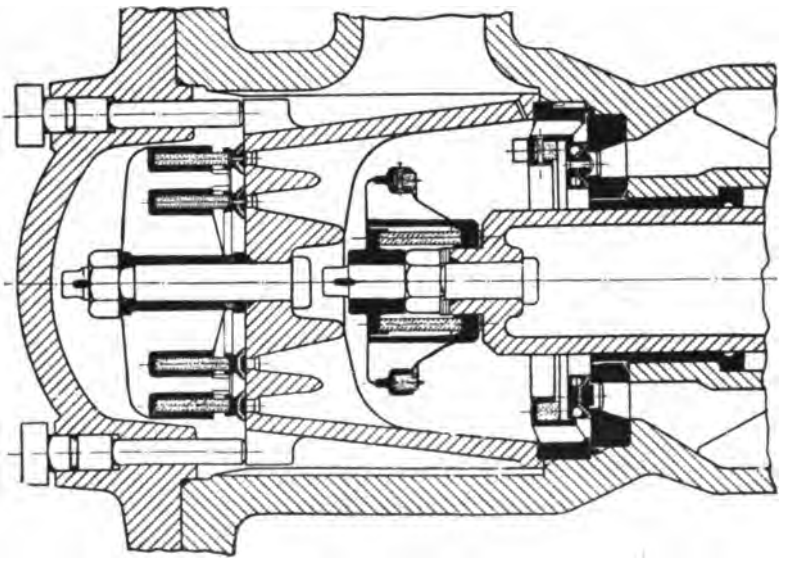


Fig. 373.

Pumpenraum kein Luftsack vorhanden ist, was für eine Pumpe, die mit besonderer Rücksicht auf große Saugfähigkeit konstruiert ist, doch sehr bedenklich erscheint.

Durch die wagerechte Anordnung des Saugventils ergibt sich bei der Riedlerpumpe eine Menge von Konstruktions-, Ausführungs- und Betriebsschwierigkeiten, so daß es verständlich erscheint, wenn Pumpen einfacherer Bauart vor ihr der Vorzug gegeben wird, ausgenommen in Fällen, wo größtmögliche Saugfähigkeit der Pumpe für die Wahl des Systems ausschlaggebend ist.

Das zweite Pumpensystem stellt die nach dem Patent R. Bergmans (D. R. P. Kl. 59 Nr. 93014) von der Maschinenbauanstalt Breslau in Breslau gebaute **Bergmanspumpe** (Fig. 374)[2]) dar. Die Konstruktion hat den

[1]) Z. d. V. d. I. 1901, S. 1424.
[2]) Ebenda. 1901, S. 924.

Zweck, den plötzlichen Übergang der Saugspannung in die Druckspannung zu Beginn des Druckhubs im Pumpenzylinder zu vermeiden und dadurch einen stoßfreien, ruhigen Gang der Pumpe zu erzielen.

Ein bekanntes Mittel zur Erreichung dieses Zwecks besteht darin, daß man beim Saughub durch Schnüffelventile Luft in den Pumpenzylinder saugt. Zu Beginn des Druckhubs wirkt dann auf die Kolbenfläche nur die Saugspannung, der Kolbenwiderstand wächst erst durch die Kompression der im Zylinder befindlichen Luft und erreicht seinen Höchstwert, bei welchem das Druckventil geöffnet wird, erst bei einem gewissen Abstand des Kolbens von seiner Totlage, d. h. zu einem Zeitpunkt, wo der Beschleunigungswiderstand des Wassers und des Triebwerks nicht mehr so groß ist, wie zu Beginn des Hubs. Es fällt dadurch die größte Inan-

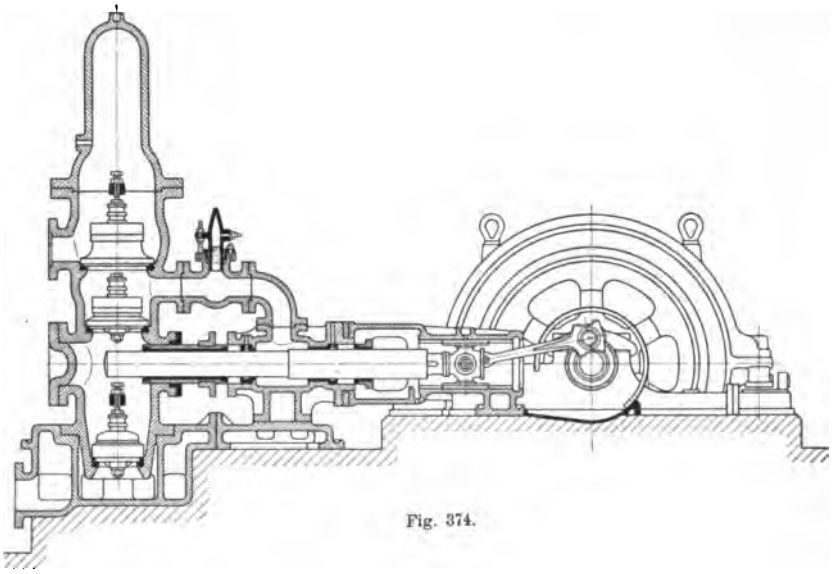


Fig. 374.

spruchnahme aller Konstruktionsteile kleiner aus und sie ist nicht eine plötzliche stoßartige, sondern eine allmählich sich entwickelnde. Die gleiche Wirkung, wie das Luftschnüffeln hat ein im Pumpenraum vorhandener Luftsack. Das Mittel des Luftschnüffelns, ebenso wie der Luftsack hat aber den Nachteil, daß die Saugwirkung der Pumpe beeinträchtigt und ihr Lieferungsgrad verringert wird. Die Bergmanspumpe hat nun ebenfalls einen Luftsack, dieser ist aber für die Saugwirkung dadurch unschädlich gemacht, daß der Ausgleichsraum, in welchem sich die den Luftsack bildende Windhaube befindet, während der Saugwirkung des Pumpenkolbens durch ein Zwischenventil von dem Pumpenraum abgeschlossen wird.

Die Wirkungsweise der Pumpe ist die folgende: Hat sich der Kolben (s. Fig. 374) nach links bewegt und das Ende des Druckhubs erreicht,

so herrscht im Pumpen- und Ausgleichsraum eine Pressung, welche gleich der Druckhöhe der Pumpe ist. Die gleiche Pressung hat die Luft in der Windhaube. Geht der Kolben nach rechts, so schließt sich das Druckventil und das Zwischenventil; im Pumpenraum wird gesaugt, im Ausgleichsraum wirkt der Flüssigkeitsdruck auf die ringförmige Kolbenfläche, welche durch die Verstärkung des Plungers in seinem vorderen Teil vorhanden ist. Durch diesen Druck wird der Plunger nach rechts getrieben, die Bewegungsumkehr zu Beginn des Saughubs erfolgt ohne Druckwechsel im Getriebe. Der Druck im Ausgleichsraum nimmt sodann der Ausdehnung der Luft in der Windhaube entsprechend ab, jedoch nur soweit, daß bis zum Ende des Hubs, woselbst übrigens die Massenkraft des Kolbens und der Triebwerksteile in der Bewegungsrichtung wirkt, kein Druckwechsel stattfindet. Bei beginnendem Druckhub wird dann zunächst das Zwischen-

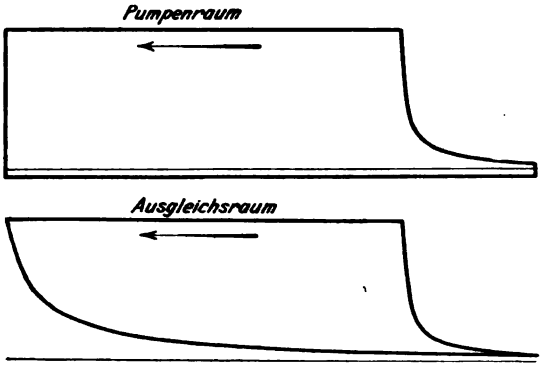


Fig. 375.

ventil, das nur durch einen geringen Wasserdruck belastet ist, leicht und stoßfrei angehoben, der Druck im Ausgleichsraum steigert sich allmählich, bis schließlich das Druckventil geöffnet wird. In Fig. 375 ist der Verlauf der Druckänderung im Pumpen- und Ausgleichsraum dargestellt.

Den Vorteilen, welche der Bergmanspumpe eigen sind, stehen folgende Nachteile gegenüber: Die Pumpe, deren Bau mit demjenigen einer Differentialpumpe große Ähnlichkeit hat, ist nur einfach wirkend, sie braucht trotzdem ebensoviele Stopfbüchsen, wie eine Differentialpumpe, zudem ist der vordere Teil des Plungers und seine Stopfbüchse größer als bei einer Differentialpumpe gleicher Wasserlieferung, hiezu kommt ein drittes Ventil und die Windhaube. Die Vermeidung des Druckwechsels im Getriebe ist durch eine große Ungleichheit im Arbeitswiderstand der Pumpe erkauft, insofern die ganze Arbeitsleistung des Pumpenantriebs auf den Druckhub entfällt. Werden, wie gewöhnlich geschieht, zwei Pumpen mit um 180^0 versetzten Kurbeln angeordnet, so hat man eine doppeltwirkende

Pumpe mit 6 Ventilen und mindestens 4 Reibung erzeugenden Stopfbüchsen, durch welch' letztere der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe beeinträchtigt wird.

28. Pumpen mit unmittelbarem Antrieb durch Gasmotoren.

Petroleum-, Benzin-, Leuchtgas- und Generatorgas-Motoren werden sehr häufig zum Antrieb von Pumpen verwendet, wobei die Arbeitsübertragung durch Riemen die Regel bildet, denn sie ist durch die baulichen Verhältnisse des Gasmotors und seine Umdrehungszahl sozusagen gegeben. Der Riemenantrieb bietet in bequemer Weise die Möglichkeit, den Gasmotor ohne Belastung anlaufen zu lassen und gewährt außerdem großen Spielraum bei der Wahl der Umdrehungszahl der Pumpe. In neuester Zeit ist man jedoch auch zur direkten Kuppelung von Gasmotor und Pumpe geschritten, was bei großen Pumpmaschinen keine Schwierigkeit bietet, da die Umdrehungszahlen großer Gasmotoren nicht so hoch sind, daß sie mit Pumpen, die für schnellen Gang besonders gebaut sind, nicht zu erreichen wären.

Das im nachstehenden beschriebene, in neuester Zeit gebaute Wasserwerk der Stadt Posen gibt hierfür ein Beispiel.

Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Posen, gebaut von Weise & Monski in Halle a. S.

Die Pumpmaschine (Tafel IV) besteht aus einem normal 250, maximal 275 PS leistenden Deutzer Sauggasmotor, welcher diese Leistung bei ca. 150 minutl. Umdrehungen erreicht. Rechts und links ist eine Pumpe direkt mit der Welle des Gasmotors gekuppelt. Die Kupplungsflanschen der Wellen haben schmiedeiserne, herausnehmbare Zwischenscheiben, so daß eine oder beide Pumpen losgekuppelt werden können. Eine auf der Schwungradwelle angebrachte Seilscheibe ist zum Antrieb einer als Reserve projektierten Hochdruck-Zentrifugalpumpe gleicher Leistung wie die beiden direkt gekuppelten Pumpen vorgesehen. Diese arbeiten direkt ins Leitungsnetz und haben folgende Hauptabmessungen:

Kolbendurchmesser	256	mm
Hub	350	mm
Umdrehungszahl in der Minute	150	
Wasserlieferung in der Stunde ca.	600	cbm
Saughöhe	7	m
Druckhöhe	63	m.

Die Pumpen (Tafel V) sind doppeltwirkende Plungerpumpen mit nach außen gekehrten Stopfbüchsen und Umführungsgestänge.

Die beiden Pumpenkörper sind auf einem gußeisernen Kasten aufgebaut, welcher in das Fundament eingebettet ist und als Saugwindkessel

dient. Der eintretende Wasserstrom wird durch ein Rohr bis in die Mitte dieses Windkessels geführt und dort durch eine Stauplatte nach oben abgelenkt, um einen möglichst ruhigen Wasserspiegel zu erhalten und Stoßwirkungen des eintretenden Wassers von den Saugventilen fernzuhalten. Durch zwei Tauchrohre, welche mit Luftlöchern versehen sind, damit sich der Wasserspiegel nicht bis zur Mündung der Rohre absenkt, wird das Wasser auf beiden Pumpenseiten angesaugt.

Die Plunger sind zur Verminderung der Massenkräfte möglichst leicht gebaut. Sie bestehen aus einem schmiedeisernen Rohr, das einerseits durch den gußeisernen Plungerkopf, andererseits durch eine gußeiserne Bodenplatte abgeschlossen ist. Diese Teile werden durch eine am Plungerkopf angreifende Zugstange, an deren Ende eine Mutter aufgeschraubt ist, zusammengehalten.

Die Stopfbüchse, deren Abdichtung nach innen und außen durch Ledermanschetten mit dazwischenliegenden Rotgußringen bewirkt wird, ist in Fig. 211 und 212, S. 234, in größerem Maßstab dargestellt. Das die beiden Plunger verbindende Umführungsgestänge besteht aus zwei Traversen aus Stahlguß, welche durch schmiedeiserne Stangen miteinander verbunden sind. Die vordere Traverse, welche zwischen den Kreuzkopf und den vorderen Plunger durch zwei Keile eingespannt ist, wird vom Kreuzkopf getragen. Die hintere Traverse ist mit der Kolbenstange des hinteren Plungers durch Schraube und Mutter verbunden und stützt sich mit ihrem Fuß auf eine Gleitbahn, welche einerseits an dem hinteren Pumpenkörper angeschraubt, andererseits von einer Säule getragen ist. Die beiden Stangen sind in Augen geführt, welche an ein zwischen die beiden Pumpenkörper zentrisch eingesetztes Gußstück angegossen sind. Die Saug- und die Druckventile sitzen senkrecht übereinander in dem gemeinschaftlichen Ventilkasten, in welchen auch der Plunger hineintritt. Durch diese Anordnung ist der kürzeste Weg für den Durchgang des Wassers durch den Pumpenraum erzielt.

Die Ventile sind als Gruppenventile ausgeführt. Auf jedem Ventilsitz sind 18 kleine Ringventile angeordnet, deren Konstruktion von der in Fig. 239 und 240, S. 249 gegebenen Ausführung nur insofern abweicht, als die Ventilbelastung nicht durch eine Drahtfeder, sondern durch eine Gummirohrfeder bewirkt ist. Die Sitzplatten der Ventile aus Stahlguß werden durch je 4 zylindrische, am einen Ende abgeschrägte Bolzen, welche durch außerhalb des Gehäuses angebrachte Traversen angedrückt werden und durch kleine Stopfbüchsen gegen die Gehäusewand abgedichtet sind, im Pumpengehäuse festgehalten. Der Durchmesser der Druckventil-Sitzplatte ist etwas größer als derjenige der Saugventil-Sitzplatte, damit die letztere von oben in das Pumpengehäuse eingebracht werden kann. Um bequem zu den Ventilen gelangen zu können, sind mit Deckeln verschlossene Handlöcher vorgesehen. Nach oben sind die beiden Pumpengehäuse durch

Windhauben abgeschlossen, deren Lufträume durch eine Rohrleitung miteinander verbunden sind. Aus den beiden Pumpenseiten tritt das Wasser durch seitliche Stutzen in die gemeinschaftliche Druckleitung. Um den Gasmotor unbelastet anlaufen lassen zu können, ist eine Umlaufvorrichtung vorgesehen, durch welche die beiden Pumpenräume bei der Ingangsetzung der Pumpe miteinander verbunden werden können, sodaß das Wasser von einem Pumpenraum in den anderen übertritt, ohne daß die Ventile spielen und eine Wasserförderung stattfindet. An das vordere Pumpengehäuse schließt sich, durch einen eingelegten Ring zentriert, die Geradführung an. Der dem Zylinder zunächst liegende Teil derselben hat, den Abmessungen der Stopfbüchse entsprechend, einen verhältnismäßig großen Durchmesser und ist zur bequemen Bedienung der Stopfbüchse mit seitlichen Öffnungen versehen. Der anschließende Teil ist als Gleitbahn für den Kreuzkopf ausgebildet. Nach vorn ist die Geradführung gegabelt und nimmt zwischen den mit Ringschmierung versehenen Lagern die gekröpfte Kurbelwelle auf. Der Raum zwischen beiden Lagern ist als Trog zum Auffangen des abtropfenden Öles ausgebildet; nach oben erfolgt der Abschluß durch ein Spritzblech. Die Schmierung des Schubstangenlagers geschieht selbsttätig durch beiderseits an der Kurbel befestigte Schmierringe, welchen das Öl durch Tropfapparate zugeführt wird.

Zum Anfüllen der Pumpe mit Wasser vor der Inbetriebsetzung dienen Umlaufleitungen zwischen Druck- und Pumpenraum einerseits und Pumpen- und Saugraum andererseits.

29. Dampfpumpen.

Es ist gebräuchlich, eine Maschinenanordnung, bestehend aus einer Pumpe und einer dieselbe unmittelbar und allein treibenden Dampfmaschine, eine Dampfpumpe zu nennen. Die Dampfpumpen werden mit und ohne Schwungrad ausgeführt; dementsprechend werden unterschieden: Schwungrad-Dampfpumpen und Pumpen ohne Schwungrad, welche meistens direktwirkende Dampfpumpen genannt werden.

A. Schwungrad-Dampfpumpen.

Die Bauarten sind außerordentlich verschieden, je nach Zahl der Pumpen- und Dampfzylinder, nach ihrer Aufstellung, ob stehend oder liegend, und nach der Lage des Kurbelgetriebes.

Die Anordnung von Pumpen und Dampfzylinder nebeneinander mit gemeinschaftlicher Kurbelwelle eignet sich für stehende Pumpen kleiner Leistung, insofern sich dabei eine kleine Bauhöhe der Pumpe ergibt. Fig. 376 (Ausführung von Schütz & Hertel in Wurzen i. S.) zeigt den Antrieb einer einfachwirkenden stehenden Pumpe durch eine daneben

stehende Dampfmaschine. Durch die Anordnung des Zahnradgetriebes erhält die Dampfmaschine eine größere Umdrehungszahl, sie fällt entsprechend kleiner aus und hat geringeren Dampfverbrauch, hauptsächlich ist auch wegen der größeren Umdrehungszahl ein wesentlich kleineres Schwungrad notwendig.

Den Bau einer stehenden Zwillingspumpe nach Ausführung von Wegelin & Hübner in Halle a. S. zeigt Fig. 377.

Die konstruktiv einfachste und für große liegende Maschinen in der Regel angewandte Bauart ist diejenige, bei welcher Dampf- und Pumpenzylinder hintereinander liegen und die Kolben auf gemeinschaftlicher

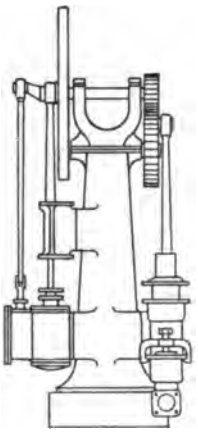


Fig. 376.

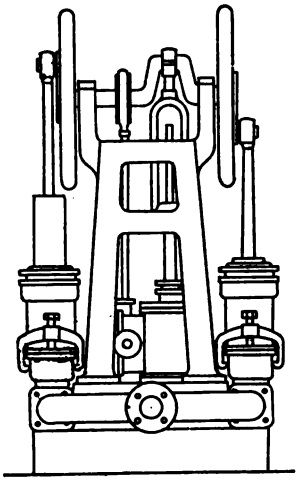


Fig. 377.

Stange sitzen, während das Triebwerk entweder vor dem Pumpenzylinder, oder was meistens der Fall ist, vor dem Dampfzylinder angeordnet ist.

Die Anwendung dieser Bauart bei großen, stehenden Dampfpumpen macht behufs Vermeidung einer unzulässigen Bauhöhe der Pumpe die Anordnung eines Balanziers notwendig, mit dessen einem Ende die Kolbenstange der Dampfmaschine verbunden ist, während von dem anderen Ende die neben dem Dampfzylinder gelagerte Schwungradwelle mittelst Kurbelgetriebes in Drehung versetzt wird.

Eine geringere Baulänge erzielt man durch Zurückschieben des Kurbelgetriebes derart, daß die Schubstange zwischen Pumpen- und Dampfzylinder an der Kolbenstange angreift, während das Kurbelwellenlager sich vor einem der beiden Zylinder befindet. Diese Bauart bedingt aber entweder eine einseitige Anordnung des Kurbelgetriebes (Fig. 378, Wanddampfpumpe von Weise & Monski in Halle a. S.), welche wegen des

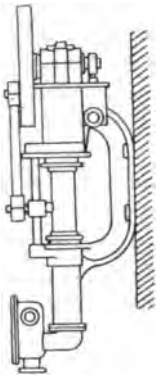


Fig. 378.

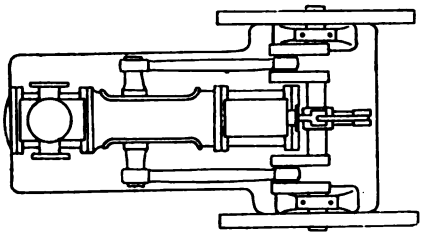


Fig. 379.

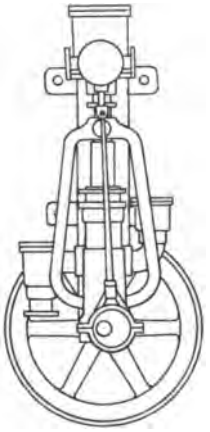


Fig. 380.

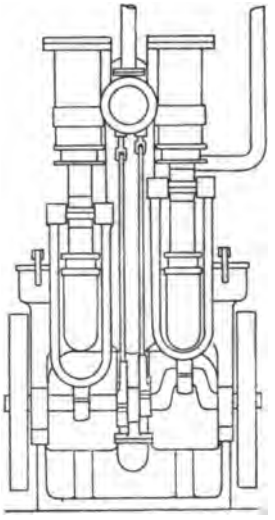


Fig. 381.

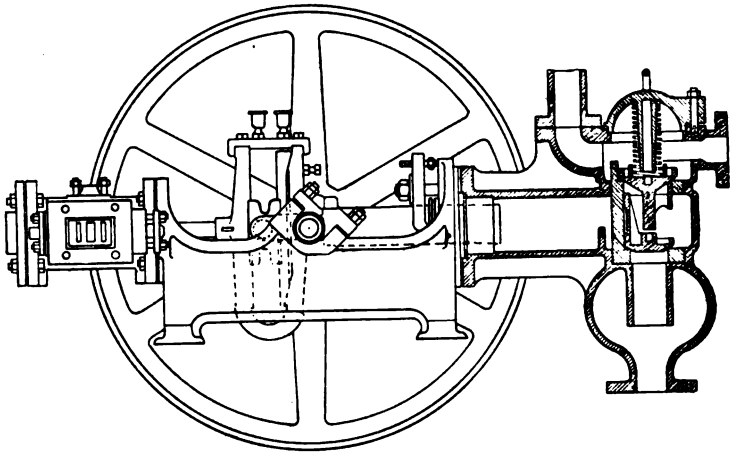


Fig. 382.

exzentrischen Angriffs der Schubstange nur für kleine Pumpen zu empfehlen ist, oder doppelte Ausführung des Triebwerks mit doppelt gekröpfter Welle (Fig. 379) bezw. einer Welle mit 2 Stirnkurbeln, oder schließlich Gabelung der Schubstange (Fig. 380, Wanddampfpumpe von Weise & Monski in Halle a. S. oder Fig. 381, Zwillingspumpe von A. Dehne in Halle a. S.).

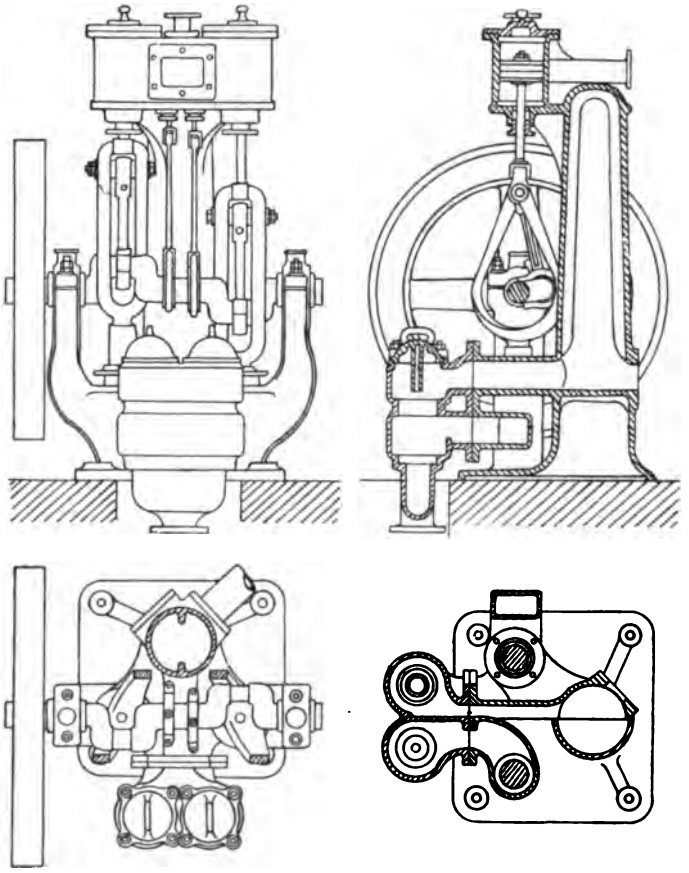


Fig. 383–386.

Die Ausführung mit gegabelter Schubstange ist wegen des kurzen Baues für Wand- und kleine freistehende Pumpen besonders geeignet, im letzteren Fall kommt noch in Betracht, daß eine tiefe Lage des Triebwerks für die Standfestigkeit der Pumpe günstig ist.

Sehr häufig wird bei kleineren Pumpen auch das ganze Kurbelgetriebe zwischen Pumpen- und Dampfzylinder gelegt. Dann ist, sofern das Trieb-

werk nicht seitlich angeordnet wird, eine Gabelung der Kolbenstange notwendig. Die Verlegung des Kurbelgetriebes zwischen die beiden Zylinder anstatt vor einen derselben gestattet insofern einen kürzeren Bau der Maschine,

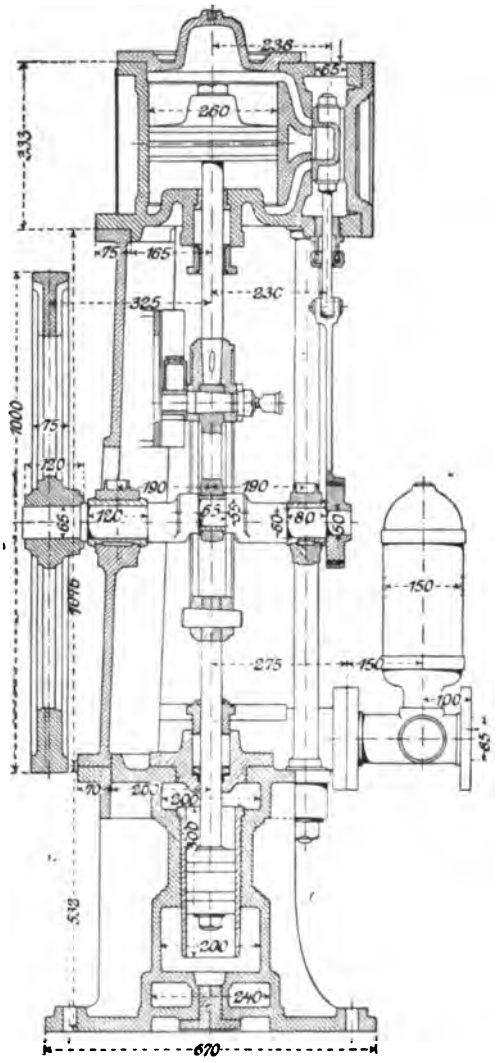


Fig. 387.

als das zur Verbindung der beiden Zylinder erforderliche Zwischenstück, allerdings mit entsprechender Verlängerung, als Geradführung und Kurbelwellenlager dienen kann, ein besonderer Anbau für diesen Zweck also nicht

erforderlich ist. Bei kleinen Pumpen werden die beiden Zylinder freihängend ausgeführt, wobei sich ein sehr kurzer Fundamentrahmen ergibt. Ein Beispiel hierfür gibt Fig. 382 (Konstruktion von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal). Durch den Verzicht auf eine Schubstange bei Anwendung der Kurbelschleife baut sich in diesem Fall die Pumpe besonders kurz.

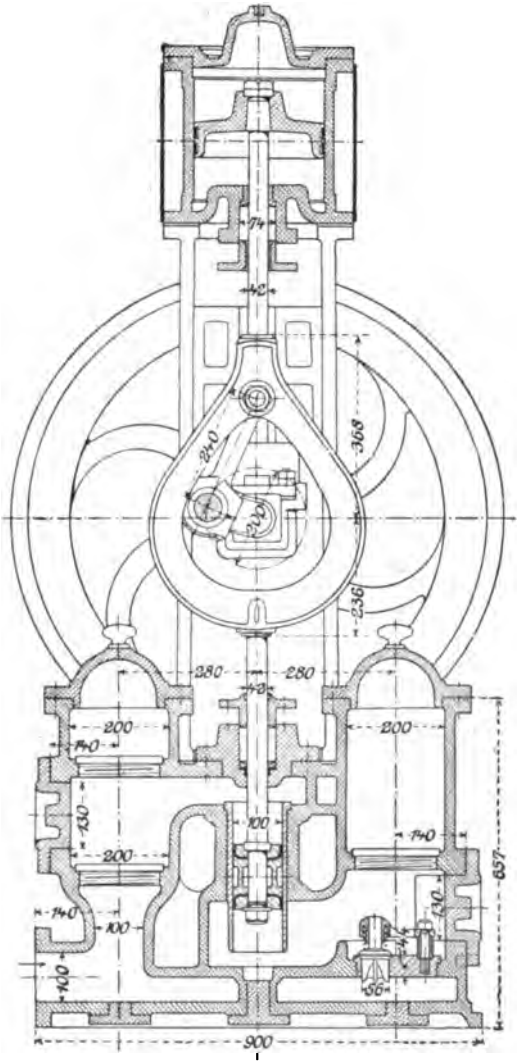


Fig. 388.

Bei der in Fig. 383 bis 386 dargestellten Zwillingsdampfpumpe von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal sind die beiden Schenkel der in Stahlguß ausgeführen Gabelung nach der Seite abgekröpft, so daß sie dem Schubstangenkopf ausweichen. In diesem Fall braucht die Öffnung der Gabel nur so groß zu sein, als die Kröpfung der Welle erfordert.

Eine Pumpe stehender Anordnung mit vollständig zwischen den Zylindern liegendem Kurbelgetriebe bei allerdings sehr kurzer Schubstange zeigt Fig. 387 und 388[1]).

Die Anordnung des Kurbelgetriebes zwischen Dampf- und Pumpenzylinder ist auch die geeignete Bauart für große stehende Dampfpumpen, bei welchen die tief aufgestellte stehende Pumpe durch eine stehende Dampfmaschine angetrieben wird. Die Gabelung der Kolbenstange zur Umgehung der im Fundamentrahmen der Dampfmaschine gelagerten Kurbelwelle erfolgt in diesem Falle durch zwei zur Achse der Kolbenstange parallele Stangen, welche durch schräg gestellte Traversen miteinander verbunden sind, so daß sie die Schubstange zwischen sich durchschlagen lassen (vgl. Tafel XI).

Handelt es sich um den Antrieb einer tief aufgestellten stehenden Pumpe durch eine liegende Dampfmaschine, so erhält der Pumpenkolben seine Bewegung entweder von der verlängerten Kolbenstange der Dampfmaschine mittelst Winkelhebels (s. Taf. VIII, Antrieb der Schöpfpumpe) oder von der Schwungradwelle mittelst eines Kurbelgetriebes (s. Taf. VI).

Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Ludwigsburg in Hoheneck, gebaut von G. Kuhn in Stuttgart-Berg.

Die Dampfmaschine (Taf. VI) ist eine liegende Tandemmaschine mit Kuchenbecker-Ventilsteuerung und Weißschem Leistungsregulator. Der Niederdruckzylinder liegt vorne zunächst der Geradführung, der Hochdruckzylinder ist mit einer kräftig ausgeführten Laterne an ihn angeschlossen.

Der Antrieb der unter der Sohle des Maschinenhauses aufgestellten doppeltwirkenden Pumpe stehender Bauart erfolgt durch eine auf der Schwungradwelle unter 90° gegen die Maschinenkurbel versetzte Stirnkurbel. Von dem Triebwerk der Hauptpumpe ist noch die Bewegung der gleichfalls unter Flur stehenden Kondensatorluftpumpe ohne Saugventile von Kuhnscher Bauart abgeleitet.

Dampfmaschine:

Durchmesser des Hochdruckzylinders	410 mm
Durchmesser des Niederdruckzylinders	635 mm
Hub	840 mm
Umdrehungszahl in der Minute	42

[1]) Theis, Z. d. V. d. I. 1894. S. 1459.

Pumpe:

Kolbendurchmesser	265 mm
Durchmesser der Kolbenstange	120 mm
Hub	760 mm
Wasserlieferung in der Stunde ca.	180 cbm
Saughöhe	6—7 m
Druckhöhe	164 m.

Der Pumpenzylinder (Taf. VII) stützt sich auf das Fundament und ist außerdem mit seinem oberen Teil an eine senkrechte, in das Mauerwerk eingelassene, gußeiserne Platte angeschraubt, welche bis zu dem als Rahmen ausgebildeten Fuß des Kurbellagers hinaufreicht und dadurch eine starre Verbindung zwischen diesem Lager und dem Zylinder bewirkt. Auf halber Höhe ist die zylindrische Geradführung für den Kreuzkopf an die Wandplatte angeschraubt.

Die Gleitbahn des Kreuzkopfes wird von unten und oben geschmiert. Zum Zweck der Schmierung von unten sind an den unteren Enden der Gleitschuhe Filzstücke angebracht, welche beim Niedergang in einen unten an der Gleitbahn angebrachten, mit Öl gefüllten Trog eintauchen und beim Aufgang das angeschluckte Öl auf die Laufflächen übertragen. Die Schmierung von oben geschieht durch direkte Zuleitung von Öl auf die Gleitbahn.

Der Pumpenzylinder besteht aus 2 Teilen: dem Unterteil aus Stahlguß und dem die Lauffläche des Kolbens enthaltenden und in den Unterteil eingreifenden Oberteil aus Gußeisen. Der letztere hat oben einen Deckel mit Stopfbüchse und eine als Wasserverschluß und zur Aufnahme von Tropfwasser dienende gußeiserne Schale mit Überlaufrohr.

Der gußeiserne Kolben ist als ein Scheibenkolben mit Abdichtung durch federnde Rotgußringe anzusehen, welcher so weit nach unten verlängert ist, daß die beim Kolbenaufgang im unteren Pumpenraum sich abscheidende Luft nicht in den eigentlichen Zylinder eintreten kann, sondern sofort bis unter das Druckventil emporsteigt, durch welches sie zu Beginn des Druckhubs entweicht. Der Kolben ist mit der an ihrem unteren Ende mit einem Flansch versehenen Kolbenstange aus Stahl mittelst 4 Schraubenbolzen verbunden. Durch den Querschnitt der Kolbenstange wird die wirksame Kolbenfläche im oberen Pumpenraum so weit verringert, daß die notwendige Antriebskraft beim Aufgang nicht größer ist, als beim Niedergang.

An den Pumpenzylinder sind links die beiden Druckventil-, rechts die beiden Saugventilkästen angeschraubt. Um die Beanspruchung des Materials an den Anschlußstellen der seitlichen Stutzen herabzuziehen, sind Schraubenbolzen eingezogen (vergl. S. 214). Die Ventile, welche für die Saug- und die Druckseite gleich sind, bestehen aus vier konzentrischen, durch Rippen miteinander verbundenen Ringen in einer Ausführung, wie

sie durch Fig. 244 und 245, S. 251 näher dargestellt ist. Die Ringbreite ist 23 mm, die Breite der Dichtungsflächen 2 1/2 mm.

Das Wasser tritt aus dem Saugwindkessel in die beiden Saugventilkästen, welche in ihrem unteren Teil zu kleinen Windkesseln mit Tauchrohr ausgebildet sind. Aus den Druckventilkästen, deren Deckel so gewölbt sind, daß sie als Windhauben wirken, wird das Wasser in ein Rohr zusammengeführt, an welches sich die Druckleitung mit dem schmiedeisernen Druckwindkessel anschließt. Durch einen Absperrschieber mit Umlaufvorrichtung kann die Druckleitung abgeschlossen werden, so daß man den Windkessel und die Pumpe entleeren und öffnen kann, ohne daß das Wasser aus der Leitung abgelassen wird. Die Umlaufvorrichtung am Schieber dient zum Anfüllen des Windkessels aus der Leitung vor dem Wiedereröffnen des Schiebers, was erforderlich ist, weil dieser unter dem einseitig auf ihn wirkenden Wasserdruck der Leitung nicht gehoben werden kann. Außerdem ist zwischen Windkessel und Pumpe eine Rückschlagklappe angebracht, um die Rohrleitung samt dem Windkessel von der Pumpe abschließen zu können. An dieser Klappe, wie auch an sämtlichen Pumpenventilen befinden sich Umlaufvorrichtungen. Unter jedem Druckventil sitzt ein Schnüffelventil zum Speisen der Windhauben und des Druckwindkessels mit Luft. In die Saug- und die Druckleitung ist je ein Sicherheitsventil eingebaut. Saug- und Druckwindkessel sind mit Wasserstandszeigern und Vakuummeter, bezw. Manometer versehen. Der Saugwindkessel trägt außerdem oben einen Lufthahn, von welchem eine Leitung zur Kondensator-Luftpumpe führt, so daß man mit dieser Pumpe die Luft aus dem Saugwindkessel absaugen kann. Indikatorschrauben am Saugwindkessel, sowie unten und oben am Pumpenzylinder vervollständigen die Ausrüstung der Pumpe.

Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Frankfurt a. O., gebaut von G. Kuhn in Stuttgart-Berg.

Das Pumpwerk (Taf. VIII) besteht im wesentlichen aus einer liegenden Verbundmaschine mit Kuchenbecker-Ventilsteuerung und Weißschem Leistungsregulator, einer stehenden einfachwirkenden Schöpfpumpe und einer liegenden doppeltwirkenden Druckpumpe.

Durch die Schöpfpumpe wird das Wasser auf eine Filteranlage gehoben, während die Druckpumpe dasselbe von der Filteranlage in das Hochreservoir fördert. Als weitere Hilfspumpen sind eine stehende Kondensatorluftpumpe Kuhnscher Bauart und eine Speisepumpe vorhanden.

Die Schöpfpumpe und die beiden Hilfspumpen sind unterhalb der Sohle des Maschinenhauses aufgestellt und werden von der verlängerten Kolbenstange des Niederdruckzylinders der Dampfmaschine mittelst Winkelhebels angetrieben. Durch eine Treppe und Galerie ist eine bequeme Bedienung dieses Teils der Anlage ermöglicht.

Die Druckpumpe, welche auf gleicher Höhe wie die Dampfmaschine steht, ist mit der verlängerten Kolbenstange des Hochdruckzylinders unmittelbar gekuppelt.

Die Hauptabmessungen sind

Dampfmaschine:

Durchmesser des Hochdruckzylinders	380	mm
Durchmesser des Niederdruckzylinders	570	mm
Hub	760	mm
Umdrehungszahl in der Minute	50—80	

Schöpfpumpe:

Durchmesser des Tauchkolbens	500	mm
Hub	500	mm
Wasserlieferung in der Stunde ca.	275—440	cbm
Saughöhe	4	m
Druckhöhe	3—10	m

Druckpumpe:

Durchmesser des Plungers	275	mm
Durchmesser der Kolbenstange	70	mm
Hub	760	mm
Wasserlieferung in der Stunde ca.	250—400	cbm
Saughöhe	3	m
Druckhöhe	67—77	m.

Der Körper der Schöpfpumpe (Taf. IX) besteht aus einem zylindrischen Untersatz und einer Haube. Das Innere des Untersatzes ist durch einen von oben hereinragenden, angegossenen Hohlzylinder mit Boden in zwei Räume geteilt, von welchen der innere zylindrische den Pumpenraum, der äußere ringförmige den Saugwindkessel bildet; in den letzteren tritt das Wasser durch einen Saugstutzen mit rechteckiger Öffnung von der Seite ein. Im Boden des Pumpenraums sind 30 Saugklappen im Kreise angeordnet. Um den Stoß des eintretenden Wassers von den der Eintrittsöffnung zunächst liegenden Ventilen fernzuhalten und außerdem durch eine gleichmäßige Verteilung des Wassers nach beiden Seiten einen möglichst ruhigen Wasserspiegel im Saugraum zu erzielen, ist gegenüber der Eintrittsöffnung eine senkrechte Stauwand und oberhalb derselben eine wagerechte Staurippe angebracht. Das von der Sitzebene der Saugklappen abwärts führende Tauchrohr ist mit fünf, an seinem Umfang gleichmäßig verteilten Schlitzen versehen, wodurch die im Saugwindkessel sich abscheidende Luft in kleinen Mengen und gleichmäßiger Verteilung von der Pumpe abgesaugt wird. Gleichzeitig wird durch die Schlitze verhindert, daß der Wasserspiegel im Windkessel bis zum unteren Rand des Tauchrohrs sinkt.

Die Decke des Pumpenraums wird von einer durch Rippen gut versteiften Platte mit 30 Öffnungen für die Druckklappen und einem zylindrischen Anguß in der Mitte zur Aufnahme der unteren Führungsbüchse des Tauchkolbens gebildet. Die obere Führungsbüchse wird von einem an seiner Außenfläche abgedrehten und durch übergreifende Flanschen zentrierten Rohr getragen. Über dieses Rohr ist die den Druckraum und Druckwindkessel bildende Haube, mit seitlichem Stutzen zum Anschluß der Druckleitung, gestülpt. Der durch die beiden Rotgußbüchsen geführte hohle Tauchkolben aus Gußeisen ist oben durch eine Stopfbüchse abgedichtet. Um ein Schiefziehen der Brille zu vermeiden, sind die verzahnten Rotgußmuttern der Stopfbüchsenschrauben mit einem Stirnrad im Eingriff, von welchem sie eine gleich große Drehung erhalten. Zum Auffangen von Tropfwasser dient der die Stopfbüchsenbrille umgebende ringförmige Raum sowie ein Anguß, welcher rings um den zylindrischen Untersatz der Pumpe läuft.

Der Tauchkolben ist unten durch einen mit Kupfer verstemmten Deckel abgeschlossen und trägt in seinem oberen, offenen Teil einen mit ihm verschraubten Einsatz, in welchen der Zapfen für den Angriff der Schubstange eingebaut ist. Die Schubstange hat zwei offene Köpfe, deren Schrauben für beide Köpfe gemeinschaftlich und so lang sind, daß der Kolben bei seiner tiefsten Stellung durch Lösen der Muttern auf das im Boden des Pumpenraums eingesetzte Kautschukpolster niedergelassen werden kann. Dadurch läßt sich die Schubstange zum Zweck des Nachsehens der Lager etc. leicht herausnehmen und wieder einbauen, ohne daß das Einsatzstück herausgenommen werden muß.

Die Saug- und Druckklappen, deren Konstruktion in Fig. 295 und 296, S. 270 in größerem Maßstab wiedergegeben ist, sind durch je 6 Öffnungen am Umfang der Haube bezw. des zylindrischen Untersatzes der Pumpe bequem zugänglich.

Von der sonstigen Ausrüstung der Pumpe ist zu erwähnen: ein Sicherheitsventil mit Federbelastung an der Druckleitung, desgleichen eines am Saugwindkessel; die Anordnung einer Umlaufvorrichtung zwischen Druck- und Pumpenraum, sowie zwischen Pumpenraum und Saugwindkessel zum Zweck des Anfüllens der Pumpe und Saugleitung vor der Inbetriebsetzung; ein Schnüffelventil zum Einführen von Luft unter die Druckventile und Speisen des Druckwindkessels mit Luft; ein Wasserstandszeiger mit Manometer am Druckwindkessel und die am Saugwindkessel angebrachten Vorrichtungen, bestehend aus einem Wasserstandszeiger mit Vakuummeter, einer Luftschraube zum Ablassen der Luft beim Anfüllen des Windkessels und einem mit der Kondensator-Luftpumpe durch ein Rohr verbundenen Luftabsaugehahn. Ferner sind Indikatorschrauben am Pumpenraum und am Druckwindkessel vorgesehen.

Die Druckpumpe (Taf. X) ist eine doppeltwirkende Plungerpumpe. Der zylindrische Untersatz aus Gußeisen ist mit dem Fundamentrahmen der Dampfmaschine verschraubt und dient als Saugwindkessel, in welchen die mit Luftlöchern versehenen Saugrohre des zweiteiligen Pumpenzylinders eintauchen. Gegenüber der in der Mitte liegenden Einmündung der Saugleitung ist eine wagerechte Querwand in den Windkessel eingegossen, welche den Stoß des eintretenden Wasserstroms aufnimmt. Die Verbindung der beiden Zylinderhälften unter sich erfolgt durch ein als Trog ausgebildetes Zwischenstück, das, mit Wasser angefüllt, ein Eintreten von Luft in die Pumpenzylinder während der Saugwirkung bei mangelhafter Dichtung der Stopfbüchsen verhindert. Die symmetrisch gebauten Zylinderhälften sind kugelförmig gestaltet und enthalten die unmittelbar übereinanderliegenden Saug- und Druckventile von gleicher Größe. Diese sind wie das in Fig. 244 und 245, S. 251 dargestellte Ventil konstruiert, mit dem Unterschied, daß fünf Ringe vorhanden sind. Durch seitliche, mit Deckeln verschlossene Handlöcher kann man bequem zu den Ventilen gelangen.

Der gußeiserne Plunger ist in Hohlguß ausgeführt. Die Kolbenstange aus Stahl ist an ihrem Ende mit einem Schraubengewinde und einem Flansch versehen. Sie ist in den Kolben eingeschraubt und außerdem durch Stiftschrauben mit demselben verbunden. Die Druckräume der beiden Zylinderseiten sind durch ein gußeisernes Leitungsrohr, in dessen Mitte die gemeinschaftliche Druckleitung abzweigt, miteinander in Verbindung gesetzt.

Die übrige Ausrüstung ist ähnlich wie bei der oben beschriebenen Schöpfpumpe.

Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt München-Gladbach, gebaut von Gebr. Meer in M.-Gladbach.

Die stehende Verbundmaschine (Taf. XI) mit Präzisions-Ventilsteuerung System Lentz (D. R.-P. Kl. 14, Nr. 107813) und Achsenregulator ist mit der tief aufgestellten Zwillingspumpe stehender Bauart durch ein Gestänge unmittelbar gekuppelt.

Als Hilfspumpen sind ferner vorhanden: eine oben liegende Kondensator-Luftpumpe, kombiniert mit einer Speisepumpe in der Weise, daß die verlängerte Kolbenstange der Luftpumpe als Plunger für die Speisepumpe dient. Diese beiden Pumpen sind von einer am Ende der Dampfmaschinenwelle aufgekeilten Kurbel angetrieben. Hierzu kommt eine tief aufgestellte, von der gleichen Kurbel bewegte Kaltwasserpumpe, welche als stehende Differentialpumpe gebaut ist, und ferner eine von der Dampfmaschinenwelle mittelst Exzenters angetriebene Luftkompressionspumpe zur Speisung der Druckwindkessel mit Luft.

Dampfmaschine:		
Durchmesser des Hochdruckzylinders	530	mm
Durchmesser des Niederdruckzylinders	850	mm
Hub	500	mm
Umdrehungszahl in der Minute	75—83	
Hauptpumpe:		
Durchmesser der Differentialplunger	305/386	mm
Hub	500	mm
Wasserlieferung in der Stunde ca.	500—550	cbm
Saughöhe	7	m
Druckhöhe	78	m
Kondensator-Luftpumpe:		
Kolbendurchmesser	285	mm
Hub	350	mm
Speisepumpe:		
Durchmesser des Plungers	57	mm
Hub	350	mm
Wasserlieferung in der Minute ca.	63—70	l
Kaltwasserpumpe:		
Durchmesser des Differentialplungers	156/200	mm
Hub	350	mm
Wasserlieferung in der Stunde ca.	47—52	cbm
Luftkompressionspumpe:		
Durchmesser des Tauchkolbens	80	mm
Hub	120	mm.

Die Hauptpumpe ist als stehende Zwillingsdifferentialplungerpumpe gebaut. Das Pumpengehäuse steht auf dem Fundament und ist mit dem Fundamentrahmen der Dampfmaschine durch vier Stangen in feste Verbindung gebracht. Die Plunger erhalten ihre Bewegung vom Kreuzkopf der Dampfmaschine durch ein Gestänge, das in seinem oberen Teil behufs Umgehung der Kurbelwelle gegabelt ist. Diese Gabelung besteht aus zwei parallelen Stangen, welche oben am Kreuzkopf angreifen und unten durch eine schräg stehende Traverse verbunden sind. Die senkrechte Führung dieser beiden Stangen ist durch Büchsen im Fundamentrahmen der Dampfmaschine, diejenige der Traverse durch eine am gleichen Rahmen unten angeschraubte zylindrische Stange bewirkt. Der Plunger ist mit der Traverse durch ein Rohr verbunden.

Aus dem Hauptwindkessel der Saugleitung strömt das Wasser in den für beide Pumpenseiten gemeinschaftlichen Saugkasten, von welchem aus es sich auf beide Pumpenseiten verteilt. Der Saugkasten besteht aus drei Räumen: den beiden Kästen mit den Saugventilen und dem vorderen höheren für beide Pumpen gemeinschaftlichen Saugraum, in welchem sich

die aus dem Wasser ausscheidende Luft sammelt, so daß dieser Saugraum ebenfalls als Windkessel wirkt.

Um den Wasserspiegel des Saugkastens in konstanter Höhe über dem Sitz der Saugventile zu erhalten, ist oberhalb der letzteren auf jeder Pumpenseite ein kleines Saugventil mit horizontaler Achse angeordnet. Der Saugraum eines jeden dieser beiden Ventile besteht aus einem besonderen kleinen, durch eingegossene Wände vom übrigen Raum des Saugkastens abgeschlossenen sekundären Saugraum, welcher nur unten offen und oben in bestimmter Höhe durch einige kleine Löcher mit dem Hauptsaugkasten in Verbindung steht. Der Inhalt dieses kleinen Raumes ist, wie in der Zeichnung angedeutet, durch eingehängte Platten regulierbar. Es kann, selbst wenn sich anfänglich viel Luft im Saugkasten befindet, das Ventil nur soviel Luft absaugen als im sekundären Saugraum vorhanden ist und als durch die kleinen Löcher aus dem großen Kasten durchströmt, sofern diese nicht unter Wasser stehen.

Würde sehr wenig Luft im Saugkasten sein, so würde das horizontale Ventil die Luft aus dem sekundären Saugraum ganz absaugen und dann als Wasserventil arbeiten, so lange bis wieder so viel Luft im Hauptsaugkasten ist, daß während jeden Hubs etwas Luft durch die Löcher in den sekundären Saugraum tritt. Durch die Einrichtung soll erreicht werden, daß der Wasserspiegel im Saugkasten sich auf eine konstante Höhe einstellt, so daß der Zufluß des Wassers zum Saugkasten trotz der hohen Umdrehungszahl ein stetig gleichmäßiger und durchaus ruhiger ist und dadurch eine wesentliche Bedingung für das stoßfreie Arbeiten der Saugventile erfüllt wird.

Die Saug- und die Druckventile sind auf kräftigen Stahlgußsitzen übereinander angeordnet. Der Pumpenzylinder, welcher seitwärts liegt, ist durch eine sehr reichlich bemessene Öffnung mit dem Raum zwischen den Ventilen verbunden, so daß die durch die Kolbenbewegung hervorgerufene Geschwindigkeitsänderung der Wassermassen im Pumpenraum eine sehr geringe ist. Die beim Saughub in den Pumpenraum eintretende Luft gelangt unmittelbar unter die Druckventile und wird zu Beginn des darauffolgenden Druckhubs aus dem Pumpenraum wieder hinausgedrückt.

Die Ventile, deren sich 7 auf dem Saugventilsitz und 4 auf dem Druckventilsitz befinden, sind alle von gleicher Konstruktion und Größe, was nur wenige Reserveventile erforderlich macht. Es sind sechsspaltige Ringventile Bauart Hörbiger in einer Ausführung wie sie durch Fig. 250 bis 253, S. 255 dargestellt ist. Nach Entfernung des betreffenden Deckels am Pumpengehäuse sind die Ventile zum Ein- und Ausbauen bequem zugänglich, wobei ihr geringes Gewicht und die einfache Befestigung des Ventilsitzes durch eine einzige Schraube zu statten kommt.

Unmittelbar über jedem Druckventilsitz ist ein Windkessel angeordnet, aus welchem das Wasser beim Niedergang des Kolbens durch ein

Tauchrohr in den oberen Zylinderraum überströmt. Aus diesem Raum wird sowohl beim Auf- als auch beim Niedergang, entsprechend der Differentialwirkung des Plungers, Wasser nach dem Hauptdruckwindkessel gefördert, dabei ist das Verhältnis der beiden Plungerquerschnitte so gewählt, daß die notwendige Antriebskraft an der Kolbenstange der Dampfmaschine beim Auf- und Niedergang gleich groß ist.

Die von den beiden Pumpenseiten abzweigenden Druckrohre sind vor dem Hauptdruckwindkessel in ein Rohr zusammengeführt, in welches ein Absperrschieber mit davor liegendem Sicherheitsventil eingebaut ist.

Wasserwerksmaschine mit großer Kolbengeschwindigkeit, gebaut von A. Borsig in Tegel b. Berlin.

Die Anlage besteht aus einer liegenden Verbund-Dampfmaschine, mit deren verlängerten Kolbenstangen zwei liegende doppeltwirkende Plungerpumpen unmittelbar gekuppelt sind. Die Ausführung der letzteren ist auf Tafel XII dargestellt.

Die Anlage gibt ein Beispiel für die Bewältigung größerer Wassermengen durch Gruppenventile, welche aus einer großen Anzahl kleiner Ventile bestehen.

Dampfmaschine:

Durchmesser des Hochdruckzylinders	560	mm
Durchmesser des Niederdruckzylinders	900	mm
Hub	1000	mm
Umdrehungszahl in der Minute	70—100	

Pumpen:

Kolbendurchmesser	340	mm
Durchmesser der Kolbenstangen	80	mm
Hub	1000	mm
Wasserlieferung in der Stunde ca.	1400—2000	cbm
Förderhöhe	64	m.

Der Saugkasten ist mit dem verlängerten Fundamentrahmen der Dampfmaschine verschraubt und durch zwei in der Mitte eingegossene Querwände, zwischen welchen ein Fundamentanker hindurchgeht, in zwei Räume geteilt.

Das Wasser wird durch die Saugleitung zuerst einem seitlich am Saugkasten angeordneten Windkessel zugeführt, aus welchem es den beiden Saugräumen zufließt. Die beiden vollständig gleich gebauten Pumpenkörper von zylindrischer Gestalt sind durch Flanschen miteinander und mit dem Saugkasten verbunden. Die mit ihnen in einem Stück gegossenen Ventilsitze sind durch je 6 hohe Rippen gegen Durchbiegung versteift und tragen je 61 Ventile von der in Fig. 235 und 236, S. 249 dargestellten Konstruktion.

Der hohle, sehr leichte Tauchkolben besteht aus einem schmiedeisernen Rohr und zwei gußeisernen Stirnplatten, welche durch eine am Ende der durchgehenden Kolbenstange angebrachte Mutter zusammengehalten werden. Die Führung des Kolbens bildet eine lange Rotgußbüchse. Von einer Abdichtung des Kolbens durch eine Stopfbüchse ist Abstand genommen, da das Gewicht des Plungers so gering ist, daß er im Wasser schwimmt, eine einseitige Abnützung der Führungsbüchse durch das Plungergewicht also nicht stattfindet, und da die große Länge der Führungsbüchse eine genügende Abdichtung gewährleistet. Außerdem wird die Kolbenstange durch einen Gleitschuh getragen, welcher zugleich zu ihrer Kupplung mit der Kolbenstange der Dampfmaschine dient. Durch den Wegfall der Plungerstopfbüchse ist der gedrängte Bau, welchen die Pumpe aufweist, ermöglicht und außerdem die Stopfbüchsenreibung vermieden.

Über den Druckventilen sitzen 2 große Druckwindkessel, deren Lufträume durch ein Rohr verbunden sind. Das Wasser gelangt aus dem vorderen Windkessel durch einen Stutzen in den hinteren Windkessel und aus diesem in die Druckleitung. Die Ventile sind durch Handlöcher zugänglich, deren je eines an den beiden Pumpenkörpern und an jedem Windkessel angeordnet ist.

Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Kaiserslautern, gebaut von Gebr. Pfeiffer in Kaiserslautern.

Die Anlage besteht aus einer liegenden Verbundmaschine und zwei unmittelbar mit den Kolbenstangen der Dampfmaschine gekuppelten doppeltwirkenden Plungerpumpen, deren Konstruktion Fig. 389 und 390 zeigt.

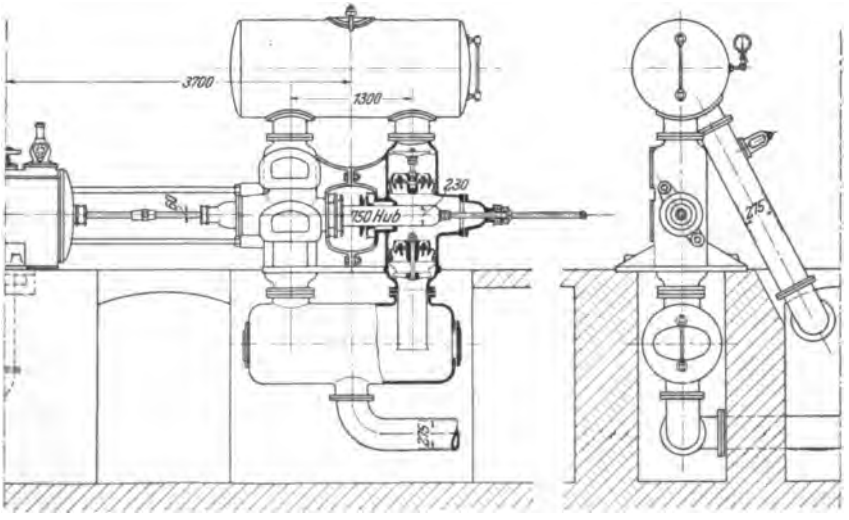


Fig. 389. Fig. 390.

Dampfmaschine:

Durchmesser des Hochdruckzylinders	450	mm
„ „ Niederdruckzylinders	720	mm
Hub	750	mm
Umdrehungszahl in der Minute	35—50	

Pumpen:

Kolbendurchmesser	230	mm
Durchmesser der Kolbenstangen, vorn	60	mm
„ „ „ hinten	50	mm
Hub	750	mm
Wasserlieferung in der Stunde ca.	235—335	cbm
Saughöhe	5	m
Druckhöhe	58	m.

Die Pumpe zeigt in konstruktiver Hinsicht einige Abweichungen von den im vorstehenden beschriebenen Pumpen. Die beiden vollständig gleich gestalteten Hälften des Pumpenkörpers sitzen auf dem Fundament auf, während der zylindrische Saugwindkessel aus Gußeisen unten angehängt ist. Die als unabhängige Konstruktionsteile behandelten Tauchrohre sind in denselben eingesetzt. Die Verbindung des Pumpenkörpers mit dem Dampfzylinder bewirken zwei Stangen, welche bis ans vordere Ende des Dampfzylinders reichen, so daß die Wärmeausdehnung des letzteren nicht gehindert ist.

Der für beide Pumpenseiten gemeinschaftliche, in Schmiedeisen ausgeführte Druckwindkessel ist gleichwie der Saugwindkessel ein liegender Zylinder und wird von den beiden Pumpengehäusen getragen. Diese Anordnung verlangt, daß die seitlichen Öffnungen am Pumpenraum und den Druckventilkästen so groß sind, daß die Ventilsitze durchgebracht werden können. Die Ventile bestehen aus 2 konzentrischen, voneinander unabhängigen Schmiedeisenringen mit Lederdichtung und arbeiten der geringen Umdrehungszahl des Pumpwerks entsprechend nur mit Gewichtsbelastung. Die Ventilsitze aus Gußeisen werden durch Bügel und Schraube im Pumpenkörper festgehalten.

Die Ergebnisse der Abnahmeversuche sind in der Tabelle S. 198 eingetragen.

B. Direkt wirkende Dampfpumpen.

Bei den direktwirkenden Dampfpumpen sind die Kolben der hintereinanderliegenden Pumpen- und Dampfzylinder durch die gemeinschaftliche Kolbenstange miteinander gekuppelt, ohne daß ein Kurbelgetriebe mit einem Schwungrad, durch dessen gleichmäßige Drehung dem Kolben ein bestimmtes Bewegungsgesetz vorgeschrieben wird, vorhanden ist. Die Dampfmaschine ist eine ein- oder mehrzylindrige (Zweifach- oder Drei-

fachexpansionsmaschine). Sehr häufig kommt das Zwillingssystem zur Verwendung, wobei zwei Dampfpumpen mit ein- oder mehrzylindriger Betriebsmaschine nebeneinander aufgestellt sind. Derartige Zwillingsdampfpumpen werden Duplexpumpen genannt, wenn die Bewegung der Kolben beider Maschinen durch die Steuerung in gegenseitige Abhängigkeit gebracht ist. Im Gegensatz hierzu wird für die einfache Anordnung auch der Name Simplexpumpen gebraucht.

Während bei den direkt wirkenden Dampfpumpen die Pumpe selbst ebenso wie bei Schwungradpumpen ausgeführt werden kann, macht das Fehlen des Schwungrades und seiner rotierenden Welle besondere Vorrichtungen für die Steuerung der Dampfmaschine notwendig.

Der nächstliegende Gedanke für die Einrichtung der Steuerung ist, einen Muschelschieber anzuordnen, dessen Stange, sobald sich der Kolben dem Hubende nähert, durch einen Anschlag oder dgl. von der Kolbenstange so verschoben wird, daß der Schieber in seine andere Endlage gelangt und dadurch die Maschine umsteuert. Beim Umlegen des Schiebers ist aber sein Reibungswiderstand und derjenige seiner Stange zu überwinden, gleichzeitig werden die Dampfkanäle zuerst verengt, dann bei der Mittelstellung des Schiebers ganz abgeschlossen und schließlich strömt der Dampf in einer der Kolbenbewegung entgegengesetzten Richtung in den Zylinder. Gegen Ende des Hubs nimmt also die den Kolben bewegende Kraft ab, während der von ihm zu überwindende Widerstand vergrößert ist. Das Umlegen des Schiebers kann daher nur vollständig erfolgen, wenn die bewegten Massen eine gewisse lebendige Kraft besitzen. Es sei der Fall angenommen, daß die Dampfspannung gerade ausreicht, um die Maschine mit einer Geschwindigkeit zu betreiben, bei welcher der Schieber ganz umgelegt wird. Sinkt nun die Dampfspannung, wie dies beim Betrieb vorkommt so läuft die Maschine langsamer und die lebendige Kraft der Massen genügt nicht mehr, den Schieber ganz zu öffnen. Infolge dessen arbeitet die Maschine beim nächsten Hub mit gedrosseltem Hinter- und Vorderdampf, sie wird daher noch langsamer gehen und deshalb am Ende des Hubs den Schieber noch weniger öffnen. Dies geht so fort bis nach einigen Hüben der Schieber so wenig geöffnet wird, daß der Druck auf den Dampfkolben nicht mehr genügt, um den Widerstand des Pumpenkolbens zu überwinden, die Pumpe also stehen bleibt. Ein gewöhnlicher Muschelschieber eignet sich daher ohne weitere Vorrichtungen nicht für die Steuerung direkt wirkender Dampfpumpen.

Eine stoßfreie Kolbenumkehr bei jeder in Betracht kommenden Hubzahl zu erzielen und ein Stehenbleiben der Pumpe auch bei langsamem Gang mit Sicherheit auszuschließen, ist die Bedingung, welche die Konstruktion der Steuerungen direkt wirkender Dampfpumpen erfüllen muß. Die Zahl der für diesen Zweck erdachten und ausgeführten Vorrichtungen ist eine außerordentlich große, es kann sich daher nur um die Besprechung

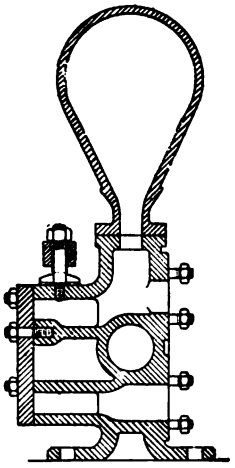


Fig. 391.

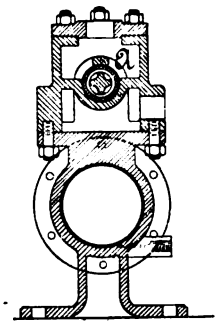


Fig. 392.

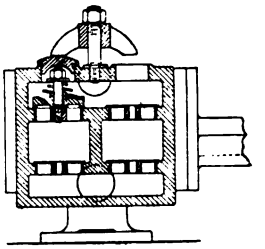


Fig. 393.

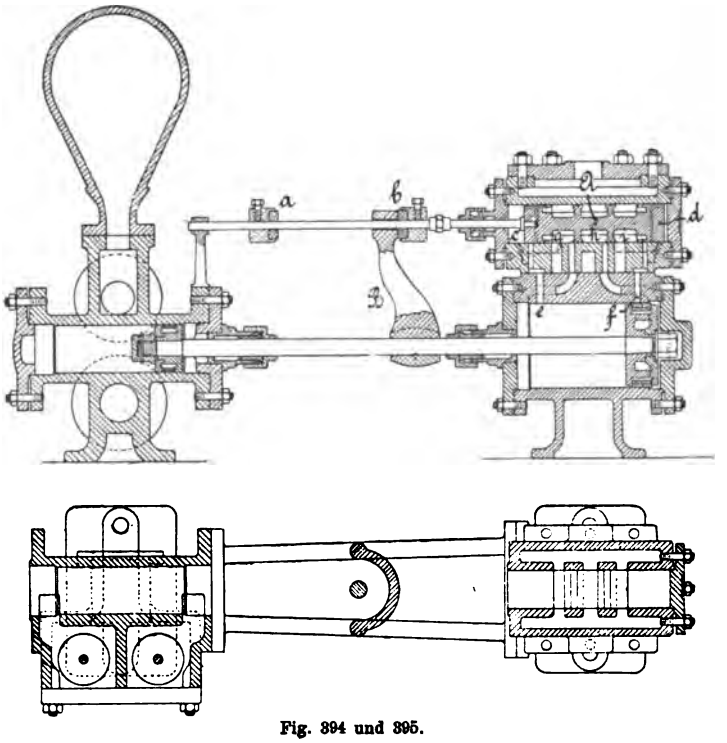


Fig. 394 und 395.

einer beschränkten Anzahl derselben handeln. Ich habe diejenigen Konstruktionen gewählt, welche eine größere Verbreitung gefunden haben.

Abgesehen von den später zu behandelnden Steuerungen der Duplexpumpen, wird bei allen diesen Steuerungen der Flach- oder Kolbenschieber, durch welchen die Dampfverteilung erfolgt, mittelst Dampfdruck umgelegt.

In erster Linie sei die von der Maschinenfabrik Eßlingen gebaute Deckersteuerung (erlosch. D. R.-P. Kl. 59, Nr. 926) in Betracht gezogen (Fig. 391 bis 395). Der zylindrische Schieber A ist mit ringförmigen Aussparungen g, h und i versehen, von denen h stetig mit der Dampfzuführung, g und i stetig mit dem Auspuff in Verbindung stehen. In der Figur ist der Schieber nach rechts verlegt, es strömt daher der Dampf durch den hinteren Kanal in den Zylinder und schiebt den Kolben nach links. Kurz vor Ende des Hubs stößt der an der Kolbenstange befestigte Arm B gegen den mit Gummipuffer versehenen Anschlag a an der Schieberstange und drückt diese samt dem Schieber nach links. Sobald der letztere in seine Mittelstellung gelangt, stehen die in seinen beiden Enden c und d angebrachten Kanäle über den von den Zylinderräumen abgehenden Kanälen e und f, welche zwischen den gegabelten Dampfkanälen des Zylinders hindurchgehen. Aus dem hinteren Zylinderraum strömt jetzt Dampf in die Kammer hinter dem Schieberende d, während die Kammer vor dem Schieberende c mit dem vorderen Zylinderraum in Verbindung steht. Der Schieber wird daher mit einer Kraft, welche dem Unterschied der Dampfdrücke hinter und vor dem Dampfkolben entspricht, nach links geworfen, wobei ein Anschlagen gegen den Deckel des Schieberkastens dadurch verhütet wird, daß kurz vor dem Hubende der Dampfaustritt aus der vorderen Kammer durch den Schieber selbst abgeschnitten wird und sich infolgedessen ein Dampfkissen bildet, welches den Stoß aufnimmt. Durch Verstellen der Anschläge an der Schieberstange läßt sich der Kolbenhub und damit die Lieferung der Pumpe regeln.

Die Steuerung hat den grundsätzlichen Fehler, daß die Dampfkanäle des Zylinders verengt werden, also die den Dampfkolben bewegende Kraft durch Drosselung des Hinter- und Vorderdampfes vermindert wird, ehe die beiden Kammern an den Enden des Schieberkastens mit den Zylinderräumen in Verbindung treten und die Dampfwirkung auf den Kolbenschieber beginnt. Bleibt der Kolben stehen, bevor die zu den beiden Kammern an den Enden des Schieberkastens führenden Kanäle vollständig geöffnet sind, so genügt unter Umständen der Druckunterschied des beiderseits gedrosselten Dampfes nicht, um die Reibung des Schiebers und der Schieberstange zu überwinden und den Schieber vollständig umzulegen. Der Dampfkolben arbeitet dann bei dem nächsten Hub mit gedrosseltem Hinter- und Vorderdampf und bleibt deshalb, wie oben beschrieben, schließlich stehen.

Das einzig richtige Konstruktionsprinzip, welches auch allen zuverlässig wirkenden Steuerungen zugrunde liegt, besteht darin, daß das Um-

legen des Verteilungsschiebers durch einen Stoßkolben erfolgt, dessen Enden sich in zwei Kammern des Schieberkastens bewegen, welche abwechselnd unmittelbar mit dem Dampfraum des Schieberkastens bezw. dem Auspuff

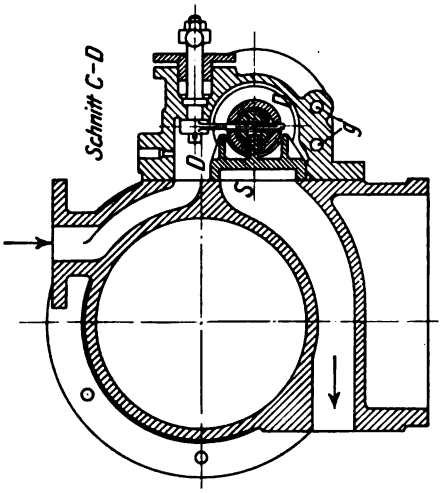


Fig. 397.

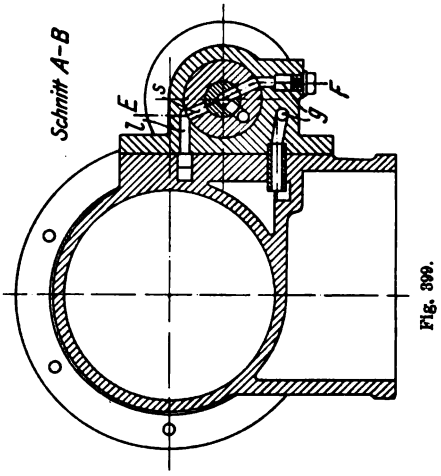


Fig. 399.

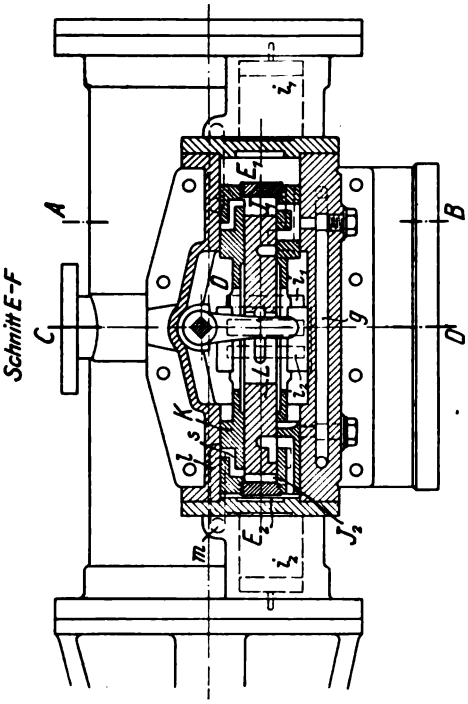


Fig. 396.

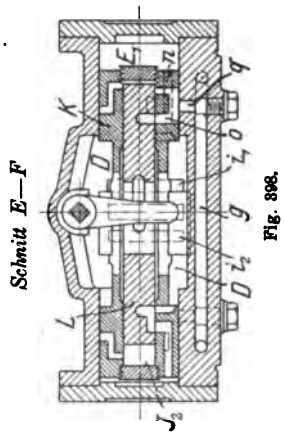


Fig. 398.

durch eine besondere Vorsteuerung in Verbindung gesetzt werden. Zu dieser Vorsteuerung verwendet man Flach-, Kolben-, Drehschieber oder Ventile, die durch Dampfdruck, den Kolben selbst oder die Kolben- bezw. Schieberstange betätigt werden.

Bei der in England sehr verbreiteten „Cornish"-Dampfpumpe (Fig. 396 bis 399), nach Tonkins Patent gebaut von I. Evans and Sons, Wolverhampton [1]) besteht die Vorsteuerung aus einem mittelst Dampfdruck bewegten Hilfskolbenschieber. Die Dampfverteilung geschieht durch einen gewöhnlichen Muschelschieber S (Fig. 397). Dieser wird durch einen langen Stoßkolben K (Fig. 396), welcher in dem zylindrisch ausgebohrten und an seinen Enden mit Deckeln verschlossenen Schieberkasten mittelst Dampfdruck hin- und herbewegt wird, verlegt. Ein im Innern dieses Stoßkolbens untergebrachter Hilfskolbenschieber L steuert denselben in folgender Weise: In Fig. 396 ist der Verteilungsschieber nach links ausgewichen, der Frischdampf strömt aus dem Dampfraum D des Schieberkastens durch den Kanal i_1 in den Zylinder, während der Kanal i_2, infolge der Stellung des Schiebers, mit dem Auspuffrohr der Maschine in Verbindung gesetzt ist, der Dampfkolben bewegt sich also nach links. Ist er über das Loch m (Fig. 396) in der Zylinderwand hinweggeschritten, so strömt der Hinterdampf aus dem Zylinder durch die Kanäle m, l, s ins Innere J_2 des Stoßkolbens und drückt auf die linke Endfläche des Hilfsschiebers. Dieser wird dadurch nach rechts geschoben, denn seine rechte Endfläche steht nur unter dem Druck des Auspuffdampfes, insofern der rechte Innenraum J_1 des Stoßkolbens mit dem vorderen der im Boden des Schieberkastens angebrachten Kanäle g (Fig. 399) verbunden ist und dieser Kanal zu dem vorderen Hauptdampfkanal i_2 führt. Dieser steht aber vermöge der Ausweichung des Muschelschiebers nach links mit dem Auspuff in Verbindung. Durch die Verlegung des Hilfsschiebers nach rechts (s. Fig. 398) kann der Frischdampf aus dem Dampfraum D des Schieberkastens in die linke Kammer E_2 des letzteren treten, während die rechte Kammer E_1 durch die Kanäle n, o, q, g mit dem Kanal i_2, also dem Auspuff verbunden ist. Der Verlegung des Hilfsschiebers folgt daher eine Verlegung des Stoßkolbens samt Verteilungsschieber durch den Dampfdruck nach rechts, die Maschine wird also umgesteuert. Ein Auftreffen des Stoßkolbens auf den Schieberkastendeckel wird durch ein Dampfkissen vermieden, das sich dadurch bildet, daß der Austrittskanal q vom Stoßkolben abgeschlossen wird, ehe dieser den Schieberkastendeckel erreicht. In gleicher Weise ist ein Anschlagen des Hilfsschiebers an die Endflächen des Stoßkolbens vermieden. Bei der Bewegung des Stoßkolbens nach links arbeiten die entsprechenden Kanäle n, o q auf der linken Seite des Stopfkolbens mit dem hinteren Kanal g zusammen, der in den Hauptkanal i_1 mündet.

[1]) F. Colyer, Pumps and Pumping Machinery. E. & F. N. Spon, London 1892.

Die amerikanische Cameron-Pumpe, gebaut von den A. S. Cameron Steam Pump Works, New-York, hat die in Fig. 400 dargestellte Steuerung. Die Umsteuerung des Stoßkolbens samt Verteilungsschieber erfolgt hier durch vom Dampfkolben betätigte Ventile. Die beiden Endflächen des Stoßkolbens K, welcher den Verteilungsschieber S bewegt, sind durchlocht,

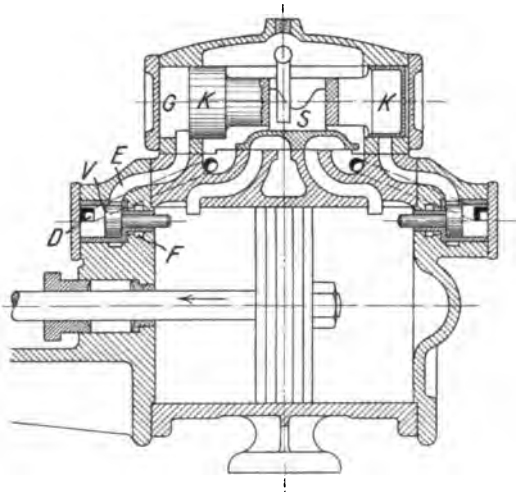


Fig. 400.

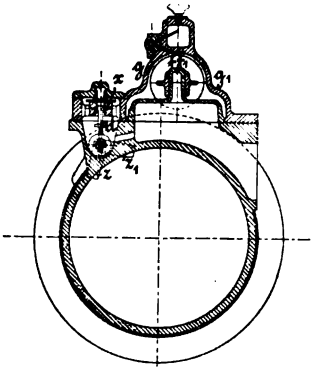


Fig. 401.

Fig. 402.

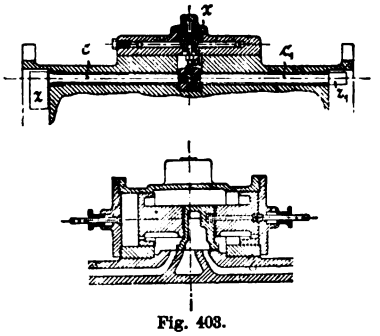


Fig. 403.

so daß sämtliche Räume des Schieberkastens mit einander in Verbindung stehen und von Frischdampf erfüllt sind. Bewegt sich der Dampfkolben nach links, so stößt er am Ende seines Hubs gegen den Stift des Umsteuerungsventils V und schiebt dieses nach links. Dadurch wird der Kanal E mit dem Kanal F, welcher zum Auspuff führt, in Verbindung gebracht. Sobald das Ventil geöffnet wird, strömt daher der Dampf aus

der Kammer G ins Freie ab und der Stoßkolben wird samt dem Verteilungsschieber infolge der Druckverminderung in dieser Kammer durch den Druck des Dampfes im Schieberkasten nach links verlegt, die Maschine also umgesteuert. Durch den Kanal D steht die linke Fläche des Ventils unter dem Druck des Frischdampfes im Schieberkasten, das Ventil wird daher wieder geschlossen, sobald sich der Dampfkolben nach rechts bewegt.

H. A. Hülsenberg in Freiberg i. S. baut Dampfpumpen mit einer ihm patentierten Steuerung (erl. D. R. P. Kl. 14, Nr. 31 226 und 33 360), bei welcher die Umsteuerung des Stoßkolbens durch einen mittelst Knaggen vom Dampfkolben bewegten Schieber bewirkt wird.

An einer (Fig. 401—403) seitlich in der Zylinderwandung gelagerten Stange cc_1 sind Knaggen zz_1 von parallelepipedischer Form befestigt, welche mit Flächen, die ähnlich wie die einer Schiffsschraube gestaltet sind, in die Zylinderenden ragen. In der Mitte trägt die Welle einen Hebel d, welcher eine Schieberplatte x zu hin- und hergehender Bewegung veranlaßt, sobald der Dampfkolben gegen das Ende seines Weges unter der gewundenen Fläche des betreffenden Knaggens durchgleitet und denselben dadurch hebt, so daß die Welle cc_1 etwas verdreht wird, bezw. wenn der Knaggen, nachdem der Kolben denselben freiläßt, durch sein Eigengewicht wieder zurückfällt. Durch die Bewegung des Schiebers x wird abwechselnd eine der vor dem Stoßkolben befindlichen Kammern ff_1 des Hauptschiebergehäuses gg_1 mit dem Auspuffe in Verbindung gebracht. Da nun durch kleine, in dem Stoßkolben wie bei der Cameron-Steuerung angebrachte Kanäle fortwährend frischer Dampf in die Kammern f und f_1 treten kann, so wird der Hauptschieber nach derjenigen Seite gedrückt, nach welcher die mit dem Auspuffe in Verbindung gebrachte Kammer liegt. Der Vorsteuerschieber x befindet sich in einem mit dem Auspuffe in Verbindung stehenden Raum, ist somit nicht belastet: es steht seiner Bewegung also nur geringer Reibungswiderstand entgegen. Demzufolge sind die Schraubenflächen der Knaggen sowie die Kolbenkanten nur geringer Abnützung unterworfen.

Die Ausführung einer Abteufpumpe von Hülsenberg (s. a. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895, S. 288) ist in Fig. 404 bis 406 dargestellt. Stündliche Wasserlieferung 36 cbm bei 750 mm Hub, 18 Doppelhüben in der Minute, 190 m Förderhöhe und 5 Atm. Dampfspannung im Schieberkasten.

Das Anlassen der Pumpe wird durch einen abnehmbaren Hebel bewirkt, mittelst dessen man den Steuerkolben s und damit auch den Dampfschieber v von aussen durch die Hand bewegen kann. Außer der eigentlichen Kolbenstopfbüchse A ist noch eine sogenannte passive Stopfbüchse B vorhanden, welche die Verbindung des Zylinders mit dem Ventilkasten herstellt. Letztere Stopfbüchse erleidet keine Abnützung und hat Lederstulpen, während die Kolbenstopfbüchse mit Hanf gedichtet ist. Zum An-

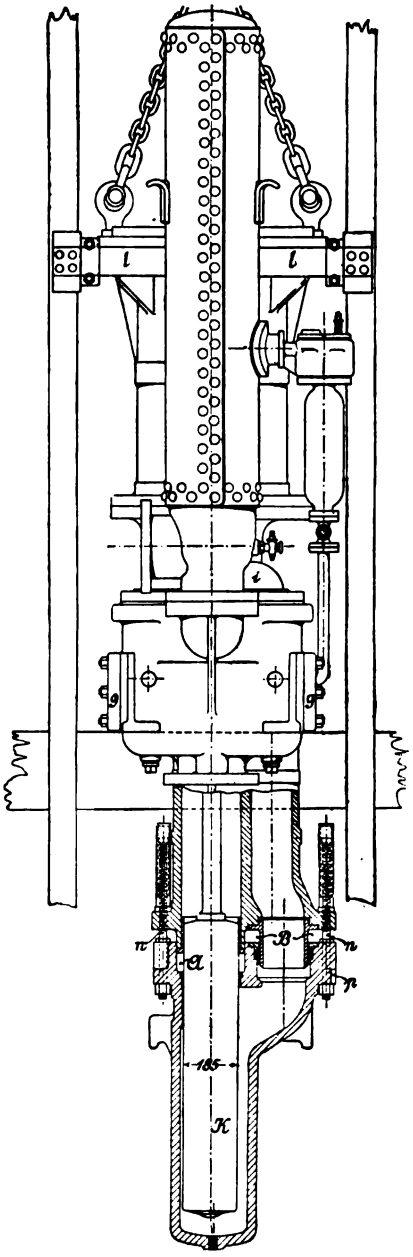


Fig. 404.

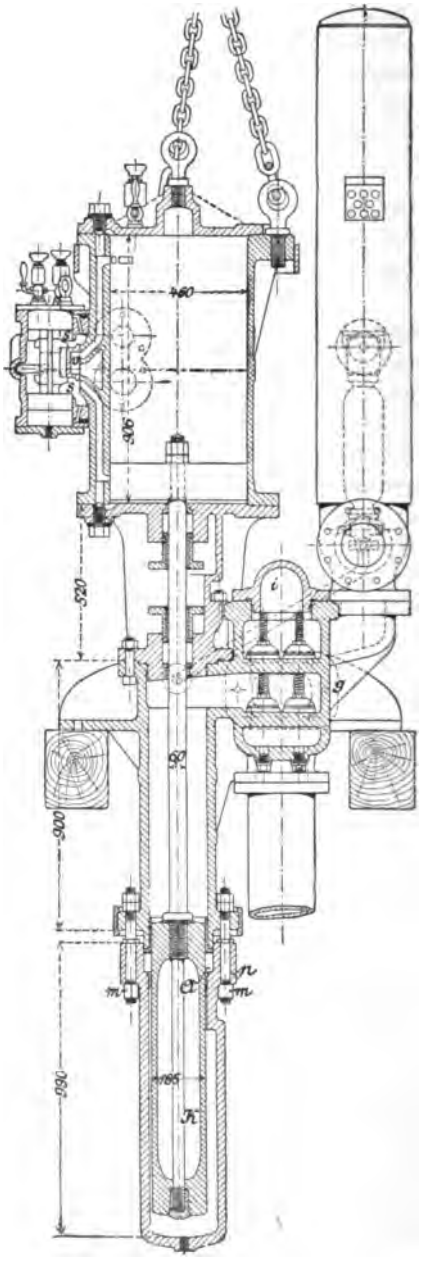


Fig. 405.

ziehen der Stopfbüchse dienen 8 Schrauben m; die Schraubenspindeln n sind zum Niederlassen der Haube p beim Lidern bestimmt.

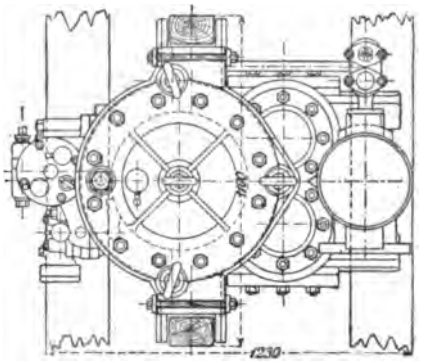


Fig. 406.

Die 8 Saug- und 8 Druckventile mit Lederdichtung und Federbelastung haben einen Durchmesser von 80 mm. Die Ventilsitze sind aus Rotguß.

Um die ganze Pumpe zentral aufhängen zu können, sind am Dampfzylinder 3 Ösen angebracht und zum bequemen Heben und Senken seitliche Führungen l vorgesehen. Im Druckrohr, im Frischdampf- und im Abdampfrohr sind Stopfbüchsenrohre eingeschaltet, welche eine Bewegung von 1,5 m zulassen.

Die Dampfpumpe Fig. 407 bis 410 mit Steuerung von Voit (erl. D. R. P. Kl. 59, Nr. 39679) wird von der Firma Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau gebaut. Die Umsteuerung des Stoßkolbens K erfolgt durch einen Flachschieber V (Fig. 408), welcher von der Kolbenstange bewegt wird. Durch die Muffe M, welche auf der Kolbenstange befestigt ist, wird die Hülse H mit den an ihr angebrachten Anschlagschrauben S in schwingende Bewegung versetzt. Gegen das Ende des Hubs trifft die Schraube S auf den Gleitstein G und nimmt ihn sowie den Vorsteuerungsschieber V mit. Durch die Ausweichung dieses Schiebers wird vermöge der Kanäle g die eine der beiden Kammern J mit dem Dampfraum D des Schieberkastens, die andere mit dem Auspuff in Verbindung gebracht, und infolgedessen der Stoßkolben samt dem Verteilungsschieber durch den Unterschied des Dampfdrucks in den beiden Kammern nach derjenigen Seite verlegt, auf welcher die Kammer mit dem Auspuff in Verbindung ist. Der Hauptkanal i mündet in den Dampfzylinder in einem gewissen Abstand von dessen Ende, so daß der Dampfkolben gegen Ende seines Hubs die Kanalöffnung überläuft und dadurch Kompression erzeugt. Der Hilfskanal k dagegen geht bis ans Ende des Zylinders, so daß der Dampf aus dem Schieberkasten durch diesen Kanal bei der Endstellung des Kolbens einströmen und den Rücklauf einleiten kann. Der Hauptschieber ist so geformt, daß der Eintritt des Dampfes durch die beiden Kanäle i und k, der Austritt jedoch nur durch den Hauptkanal i erfolgt. An der Konstruktion der Pumpe selbst ist die im Innern des Pumpenzylinders liegende Plungerstopfbüchse, welche auch während des Gangs bequem und gleichmäßig angezogen werden kann, bemerkenswert.

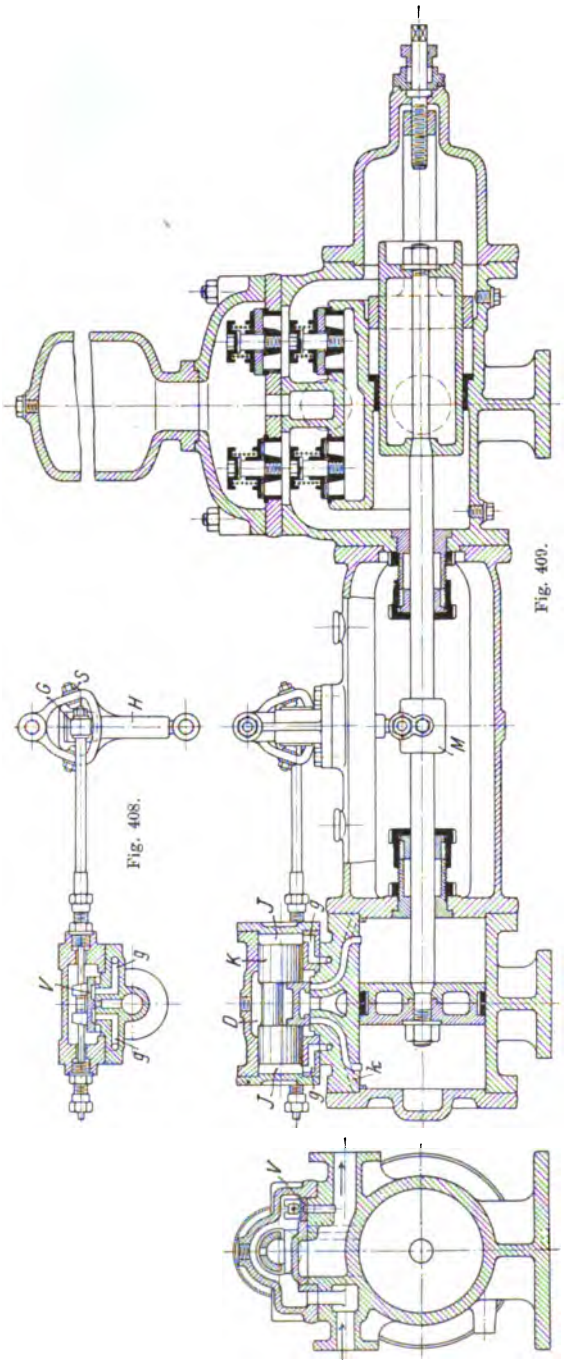


Fig. 408.

Fig. 409.

Fig. 407.

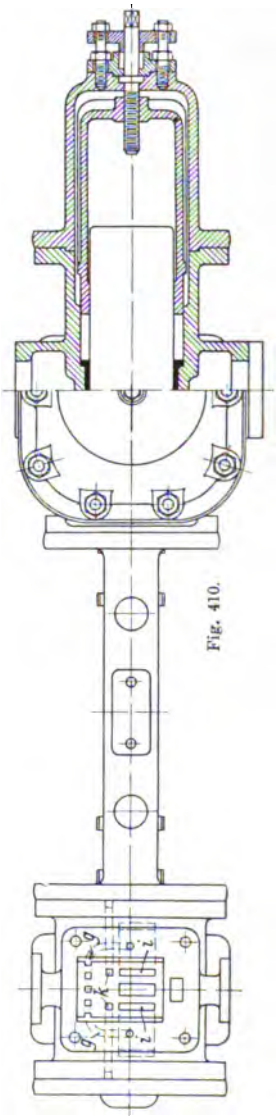


Fig. 410.

Die von der Maschinen- und Armaturfabrik vorm. C. Louis Strube, Aktiengesellschaft in Magdeburg-Buckau nach Patent „Gesellschaft Strube“ gebauten Pumpen besitzen eine Steuerung, welche sich von derjenigen von Voit dadurch unterscheidet, daß an der Stelle des Flachschiebers zur Vorsteuerung ein Drehschieber verwendet ist.

Die von der Blake-Pumpen-Kompagnie in Hamburg gebauten Pumpen haben die in Fig, 411—415 dargestellte Steuerung nach dem Patent von

Fig. 411.

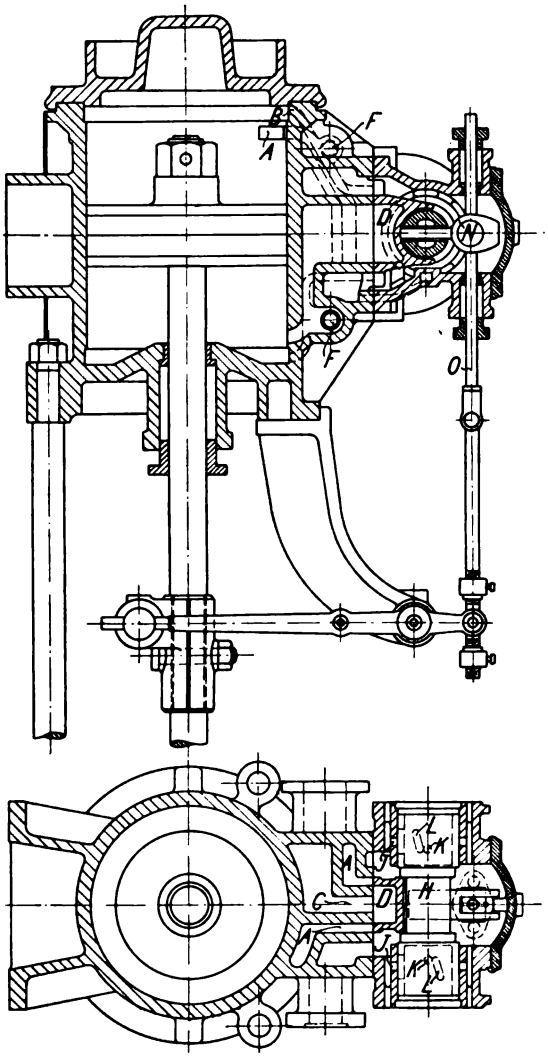


Fig. 412.

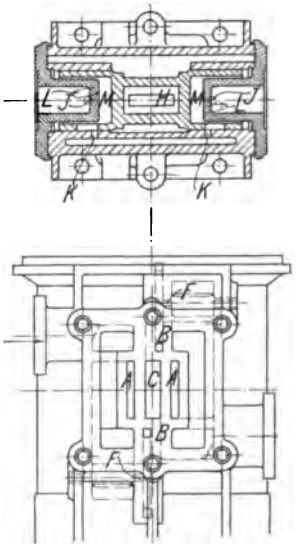


Fig. 413.

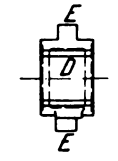


Fig. 415.

Fig. 414.

Albert Francis Hall (D. R. P. Kl. 14, Nr. 93252). Die Umsteuerung des Stoßkolbens erfolgt durch Drehen desselben um seine Achse mittelst eines von der Kolbenstange betätigten Hebelwerks, ein besonderes Vorsteuerungsorgan (Schieber oder Ventil) ist nicht vorhanden, es bildet vielmehr der Stoßkolben seinen eigenen Schieber. Der zylindrisch ausgebohrte Schieberkasten ist quer zur Achse des stehenden Dampfzylinders angeordnet, damit das Gewicht der Steuerungsteile keinen Einfluß auf die Wirkungsweise der Steuerung ausübt. In dem Schieberspiegel befinden sich außer dem Auspuffkanal C und den beiden Hauptkanälen A A zwei Hilfskanäle B B, über welchen die zwei seitlichen Lappen E E des Flachschiebers D (Fig. 415) arbeiten. Diese Hilfskanäle gehen bis zu den Enden des Zylinders, während die Hauptkanäle in einem gewissen Abstand einmünden, so daß sie von dem Kolben am Ende seines Hubs ganz bedeckt werden. Da zu gleicher Zeit die Lappen E über den Hilfskanälen stehen, so ist die Ausströmung vollständig geschlossen und der Kolben wird durch die Kompression des nachbleibenden Dampfes aufgefangen. Um diese Kompression regulieren und dadurch den Hub immer ganz ausnützen zu können, sind kleine Zwischenkanäle F angebracht, welche durch die Kompressionsventile geöffnet werden können; dadurch wird eine Verbindung zwischen den Hauptkanälen und den Hilfskanälen hergestellt. Wenn der Dampfkolben im Beginn seines Hubs steht, kann der Dampf solange nur durch den Hilfskanal eintreten, bis der Kolben den Hauptkanal geöffnet hat. Wegen des hierdurch bewirkten allmählichen Dampfeintritts wird der Kolben sanft und ohne Stoß in Bewegung gesetzt.

Der den Verteilungsschieber mitnehmende Stoßkolben H bewegt sich in zwei Zylindern, welche mit dem Schieberkasten ein Gußstück bilden. In diesen Zylindern befinden sich je zwei kleine Kanäle, von welchen der mit J bezeichnete mit dem Hauptdampfraum und der mit K bezeichnete mit dem Auspuffraum kommuniziert. Der Stoßkolben bildet seinen eigenen Schieber, indem er Schlitze L besitzt, welche, je nachdem sie sich über J oder K befinden, die Räume M M entweder mit dem Dampfraum oder mit dem Auspuffraum verbinden; um dies zu bewirken, wird der Stoßkolben um seine Achse vermittelst des Gelenks N, welches mit der Schieberstange O verbunden ist, gedreht. Die Bewegung der Schieberstange erfolgt mittelst Hebelübersetzung durch die Kolbenstange und kann durch zwei Stellringe justiert werden. Die Schlitze im Stoßkolben haben zu den Kanälen J und K eine derartige Lage, daß der einströmende Dampf während des ganzen Wegs des Stoßkolbens durch den Kanal J Zutritt hat, während die zum Auspuff führenden Kanäle K vor der Beendigung des Stoßkolbenhubs geschlossen werden, so daß der Stoßkolben durch Kompression in seiner Bewegung aufgefangen wird und nicht gegen den Deckel des Schieberkastens stößt.

Die in der deutschen Marine vielfach gebrauchten Weir-Dampfpumpen stehender Anordnung haben einen horizontal beweglichen Stoßkolben, der als Verteilungsschieber ausgebildet ist, und einen auf seinem abgeplatteten Rücken vertikal beweglichen Flachschieber, welcher mittelst Hebelwerk von der Kolbenstange bewegt wird und als Vorsteuerungsschieber dient. Eine ausführliche Darstellung dieser Pumpen findet sich in Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1892, S. 1211.

Bei den **Duplexpumpen** sind die oben beschriebenen Schwierigkeiten, welche bei der Verwendung eines gewöhnlichen durch die Kolbenstange bewegten Muschelschiebers bestehen, in höchst sinnreicher Weise dadurch behoben, daß zwei gleiche Pumpen nebeneinander angeordnet sind und die Steuerung der einen Pumpe von der Kolbenstange der anderen Pumpe betätigt wird. Das älteste System solcher Duplexpumpen, welchem die späteren Ausführungen nachgebildet wurden, ist dasjenige von Henry R. Worthington, New-York, dessen Patent vom Jahr 1848 datiert.

Die Wirkungsweise der Worthingtonpumpen geht aus den schematischen Figuren 416—418 hervor: Der Bau der Dampfzylinder weicht von der gewöhnlichen Form insofern ab, als an jedem Zylinderende ein besonderer Einströmungskanal e und Ausströmungskanal a vorhanden ist. Durch diese Einrichtung ist die Begrenzung des Kolbenhubs erzielt, indem der Kolben gegen das Ende seines Hubs den Ausströmungskanal überläuft, den Dampfaustritt dadurch abschneidet, bei seinem weiteren Fortschreiten den im Zylinder eingeschlossenen Dampf komprimiert und schließlich durch dessen Gegendruck zum Stillstand kommt. Die Bewegung der Kolbenstange wird auf den betreffenden Schieber, wie die Figuren zeigen, einerseits durch ein einarmiges, andererseits durch ein doppelarmiges Hebelwerk übertragen. Der Schieber ist mit seiner Stange nicht fest verbunden, sondern es ist ein gewisser toter Gang vorhanden.

Fig. 416. Kolben II befindet sich in seiner höchsten Stellung und steht still. Schieber I hat seinen unteren Einströmungskanal geöffnet, Kolben I bewegt sich daher aufwärts und zieht vermöge der Hebeleinrichtung den Schieber II abwärts. Er ist bei der gezeichneten Stellung soweit in die Höhe gegangen, daß er eben im Begriff ist, Schieber II oben zu öffnen. Indem der Kolben I weiter schreitet, wird der Schieber II oben weiter geöffnet und es wird Kolben II in Bewegung gesetzt, ehe Kolben I den oberen Ausströmungskanal abschneidet und durch die Kompression des über ihm befindlichen Dampfes zum Stillstand kommt.

Fig. 417. Kolben I ist ans Ende seines Hubs gelangt und stehen geblieben. Er hat vorher Schieber II ganz geöffnet. Kolben II ist im Niedergang begriffen, infolgedessen geht die Schieberstange I abwärts: die gezeichnete Stellung entspricht dem Augenblick, wo die untere Fläche der Mutter W an der Schieberstange, nach Durchschreiten des toten Gangs,

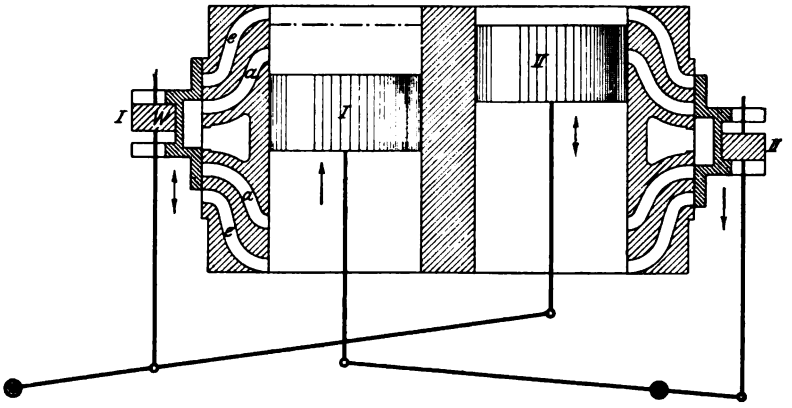


Fig. 416.

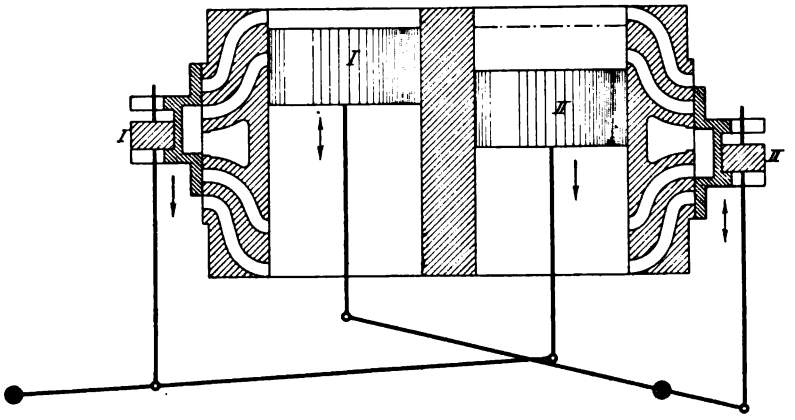


Fig. 417.

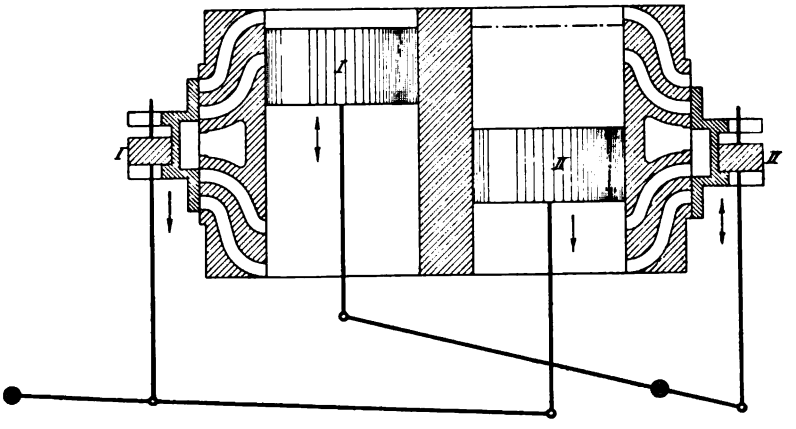


Fig. 418.

am Schieber zum Anliegen kommt und diesen abwärts in Bewegung setzt. Kolben I bleibt noch solange stehen, bis sein oberer Einströmungskanal durch die Abwärtsbewegung von Kolben II geöffnet wird. Diesen Augenblick gibt Fig. 418. Die gegenseitige Lage der Kolben und Schieber in dieser Figur entspricht der Lage der Getriebeteile in Fig. 416. Während in Fig. 416 Kolben II nach seiner Hubpause durch den ihm nachlaufenden Kolben I in Gang gesetzt wird, setzt in Fig. 418 der vorauslaufende Kolben II den stehen gebliebenen Kolben I wieder in Bewegung, um darauf nach Vollendung seines Hubs selbst wieder stehen zu bleiben.

Da jeder Kolben den anderen in Gang setzt, bevor er selbst zur Ruhe kommt, so kann keine Unterbrechung in der Wasserlieferung der Pumpe entstehen und es besteht daher eine vollständige Zwangläufigkeit,

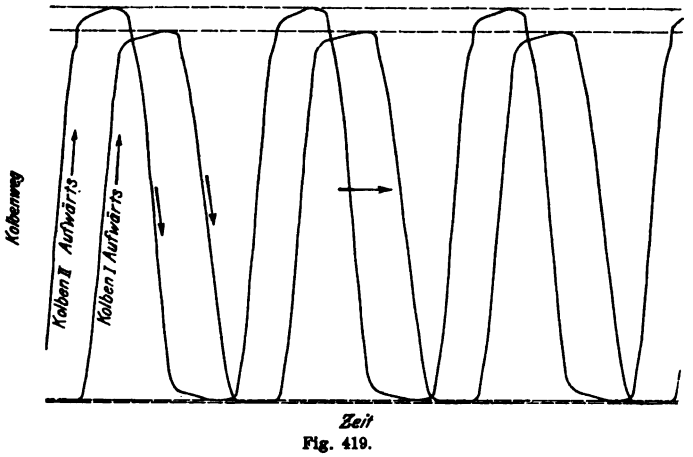


Fig. 419.

ohne daß ein unmittelbarer Zusammenhang zwischen den beiden Getriebehälften vorhanden ist. In dem Augenblick, wo ein Kolben den Schieber des andern öffnet, ist sein eigener Einströmungskanal ganz offen, der Kolben steht daher unter der Wirkung des vollen Dampfdrucks, infolgedessen das Öffnen des Schiebers mit unbedingter Sicherheit erfolgt. Ein Stehenbleiben der Pumpe ist nur möglich, wenn der Eintrittsdampf durch das Einlaßventil so stark gedrosselt wird, daß der Druck des Dampfkolbens den Widerstand des Pumpenkolbens nicht mehr überwinden kann.

Ein Bild von der gleichzeitigen Bewegung der beiden Kolben einer Duplexpumpe gibt das Diagramm Fig. 419[1]). Dasselbe ist an einer im Betrieb befindlichen Pumpe in der Weise aufgenommen, daß die Kolbenwege von den Kolben selbst auf eine durch einen Elektromotor in gleichförmige Drehung versetzte Papiertrommel aufgezeichnet wurden.

[1]) Von Herrn E. Linder, Betriebsingenieur d. Maschinenbau-A.-G. Vulkan, Stettin mir gütigst zür Veröffentlichung überlassen.

Es ist aus dem Diagramm ersichtlich, daß der eine Kolben dem andern nachläuft und jeweilig der eine sich in Bewegung befindet, wenn der andere umkehrt, und daß sich die Kolben auf dem größten Teil ihres Wegs mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegen.

Während bei Schwungradpumpen den Kolben ihre Bewegung zwangsmäßig durch das Kurbelgetriebe vorgeschrieben wird, folgen die Kolben von direkt wirkenden Pumpen in jedem Augenblick unmittelbar dem auf sie wirkenden Dampf- und Wasserdruck. Da die Wassersäulen in der Saug- und der Druckleitung vermöge ihrer Trägheit das Bestreben haben, eine gleichmäßige Geschwindigkeit beizubehalten, so wirken sie auf eine gleichmäßige Wasserlieferung der Pumpe hin. Geht der eine Kolben infolge der Kompressionswirkung des Dampfes am Hubende langsamer, so drängt die Saugwassersäule nach, es steigert sich der Druck im Pumpenraum auf der Saugseite in beiden Pumpenzylindern und es wird dadurch auch auf die Saugfläche des andern Kolbens ein erhöhter Druck ausgeübt, es wird also durch die Verzögerung des einen Kolbens der andere Kolben angetrieben. Gleichzeitig übt die Drucksäule eine Rückwirkung auf die beiden Kolben in dem gleichen Sinn aus, indem durch ihr Beharrungsvermögen bei einer Verzögerung des einen Kolbens die Pressung im Druckraum der beiden Pumpen also auch an der Druckfläche des andern Kolbens abnimmt und dadurch eine Geschwindigkeitssteigerung dieses Kolbens hervorgerufen wird.

Da somit die Wassermassen in den Leitungen auf eine gleichmäßige Wasserlieferung der Pumpenkolben unmittelbar hinwirken, erscheint es überflüssig oder sogar unrichtig, in den unmittelbaren Zusammenschluß von Leitungsmasse und Kolben ein federndes Zwischenglied in Gestalt eines Windkessels einzuschalten. Tatsächlich hat sich auch im Betrieb erwiesen, daß bei Duplexpumpen Windkessel entbehrlich sind. Dies ist auch für das Ingangsetzen der Fall, denn dieses kann bei direktwirkenden Pumpen mit ganz allmählicher Geschwindigkeitssteigerung erfolgen, im Gegensatz zu Schwungradpumpen, welche zur Überwindung des toten Punkts im Kurbelgetriebe einer gewissen lebendigen Kraft des Schwungrads also einer gewissen Umdrehungszahl beim Anlassen bedürfen.

Eine Duplexpumpe System Worthington, nach Ausführung der Firma Weise & Monski in Halle a. S. zeigen die Figuren 420—423. Die Konstruktion bedarf keiner weiteren Erklärung.

Ein zweites System von Duplexpumpen, das jüngeren Ursprungs ist, wird durch die Oddesse-Dampfpumpen, gebaut von der Maschinenfabrik Oddesse, G. m. b. H. in Oschersleben, dargestellt. Die Anordnung zweier direkt und doppelt wirkender Dampfpumpen nebeneinander, von denen die eine die Steuerung der anderen betätigt, hat diese Pumpe mit der Worthingtonpumpe gemein, die Konstruktion der Dampfzylinder samt Steuerung ist jedoch eine wesentlich verschiedene.

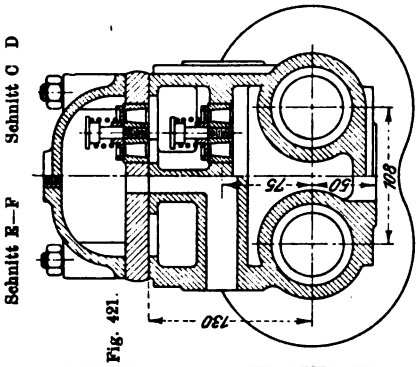


Fig. 421.

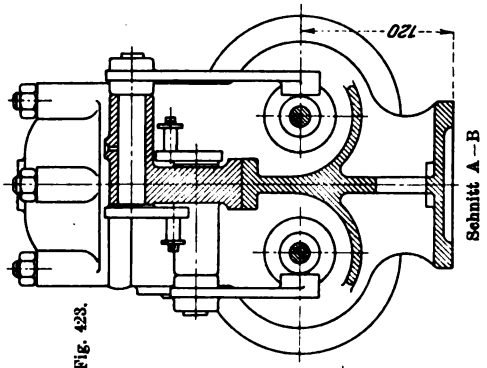


Fig. 423.

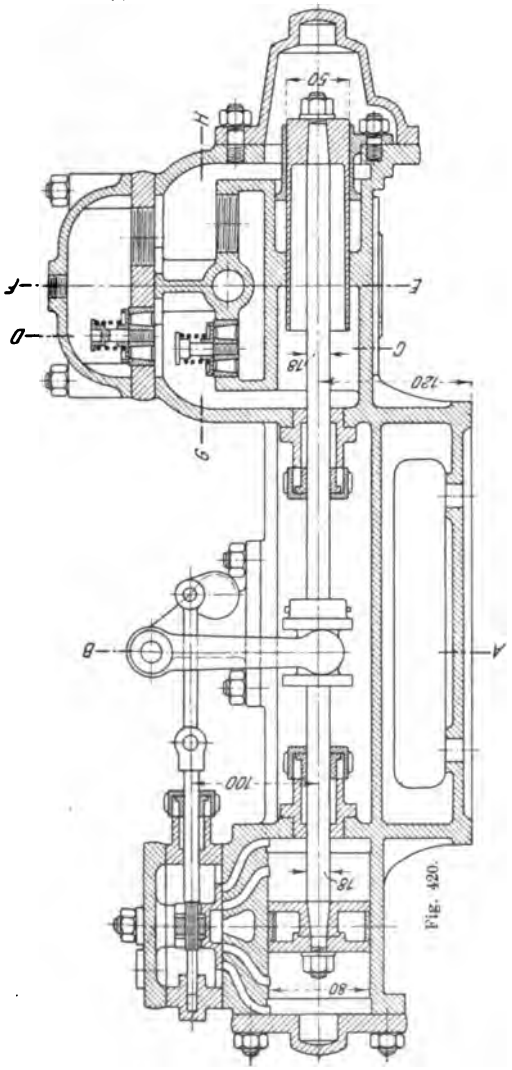


Fig. 420.

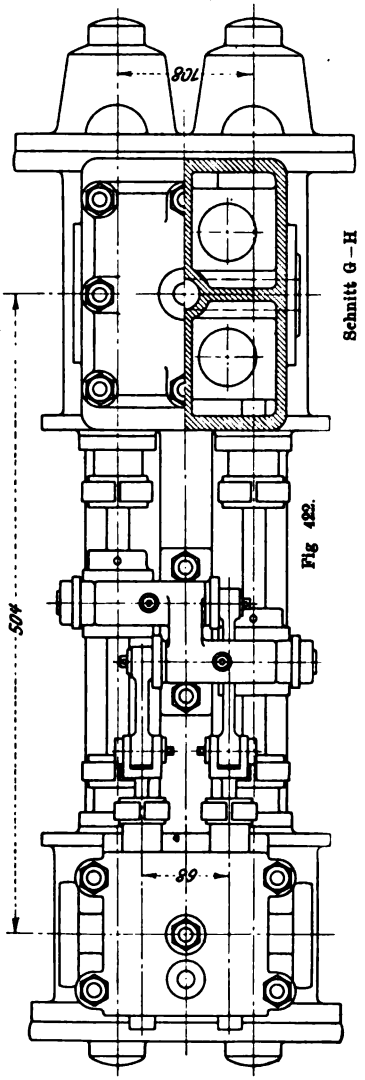


Fig. 422.

Abgesehen von den kleinsten Modellen werden diese Pumpen mit einer Expansionsschiebersteuerung (D. R.-P. Kl. 14, Nr. 96795) nach Art der Meyersteuerung gebaut. Letztere besitzt bekanntlich einen Grundschieber, welcher die Dampfverteilung besorgt, und einen auf seinem Rücken gleitenden, aus zwei mittelst Schraubenspindel verstellbaren Platten bestehenden Expansionsschieber, durch welchen die Größe der Füllung bestimmt wird. Bei Schwungradmaschinen beträgt der Winkel, unter welchem das Antriebsexzenter gegen die Kurbel aufgekeilt ist, beim Verteilungsschieber ca. 90°, beim Expansionsschieber ca. 180°.

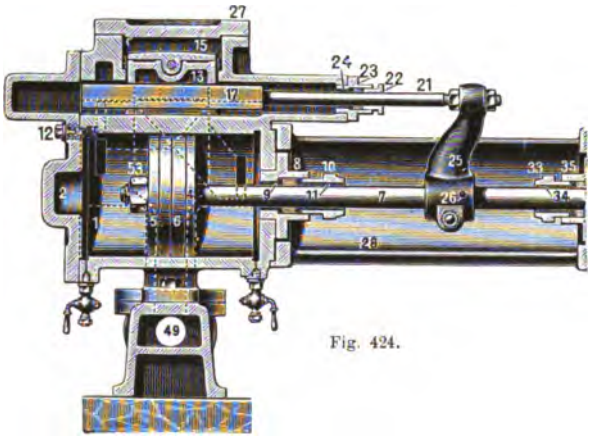


Fig. 424.

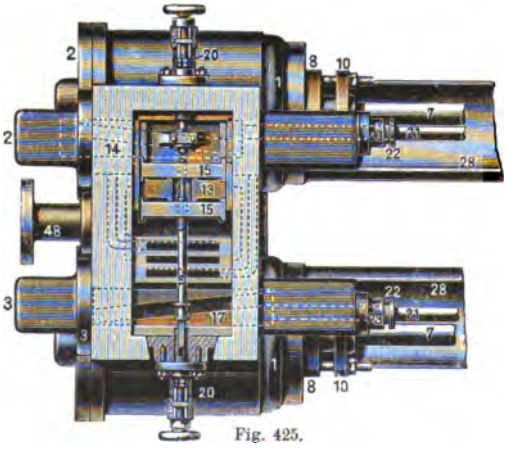


Fig. 425.

Wenn man sich nun vorstellt, daß die gegenseitige Bewegung der beiden Dampfkolben einer Duplexpumpe der Bewegung zweier Kolben durch zwei um 90° versetzte Kurbeln ähnlich ist, insofern der eine Kolben sich immer ungefähr in der Hubmitte bewegt, wenn der andere am Hubende steht, so leuchtet ein, daß bei der Duplexpumpe der Antrieb des Verteilungsschiebers von der Kolbenstange der benachbarten Pumpenseite, der Antrieb des Expansionsschiebers von der Kolbenstange der eigenen Pumpenseite erfolgen muß.

Die Steuerungseinrichtung (Fig. 424 bis 427) der Oddessepumpen ist dementsprechend die folgende: Auf der Kolbenstange (7) sitzt fest der Arm (25), mit welchem die Treibstange (21) und das mit ihr verbundene Treibstück (14 bezw. 17) zusammenhängt. In letzterem befindet sich eine schräge Nut und an dem Grundschieber (13 bezw. 16a) ein Ansatz, der in

dieser Nut gleitet. Durch diese Anordnung wird die Längsbewegung der Kolbenstange in eine Querbewegung des Schiebers umgesetzt und gemäß dem Winkel der schrägen Nut verkürzt.

Der prismatische Ansatz der Schieber hat ein gewisses Spiel, sogen. toten Gang in der Nut, so daß, wie bei der Worthington-Pumpe, am Hubende eine Pause entsteht. Durch die hintere Kolbenstange (Fig. 425) wird mit dem Treibstück (14) der hintere Verteilungsschieber (13) bewegt. Die von dem Spiegel desselben ausgehenden Kanäle münden aber in dem vorderen Zylinder (Fig. 424); dementsprechend wird die Dampfverteilung für den vorderen Zylinder durch die hintere Kolbenstange bewirkt.

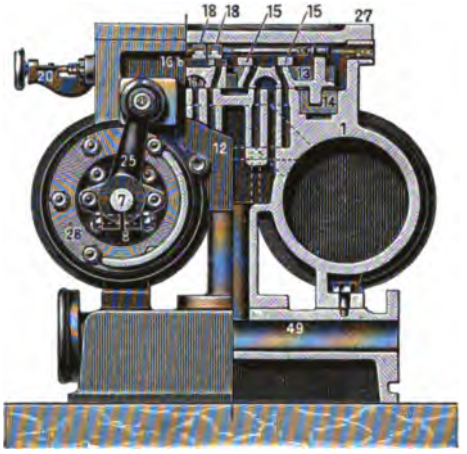


Fig. 426.

Auf dem Rücken des Verteilungsschiebers (13)

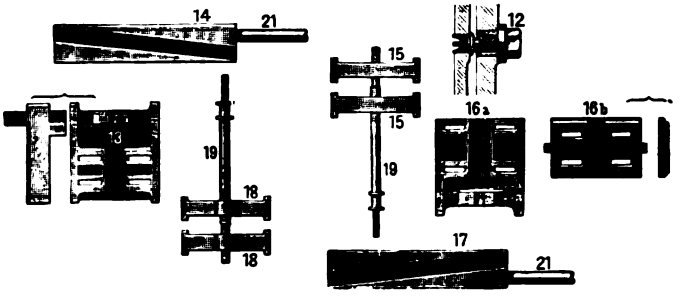


Fig. 427.

gleiten die Expansionsschieberplatten (15), welche, wie bei der Meyersteuerung, von außen behufs Änderung der Füllung mittelst rechts- und linksgängiger Spindel zusammen- oder auseinandergerückt werden können. Ihre Stellspindel (19) hat zwei Bunde, zwischen welchen sie in einem am vorderen Verteilungsschieber (16a) angebrachten Anguß gelagert ist. Die Expansionsschieberplatten (15) erhalten auf diese Weise ihre Bewegung von dem Verteilungsschieber (16a), also von der vorderen Kolbenstange, denn der Verteilungsschieber (16a) wird durch die vordere Kolbenstange mittelst des Treibstücks (17) bewegt.

Die aus der Steuerungsanordnung sich ergebende Schieberbewegung macht es nötig, auf der einen Seite, nämlich zwischen dem Grundschieber

(16a) und dem Expansionsschieber (18) eine festliegende Zwischenplatte (16b) einzuschalten, weil beide Schieber in einem Moment gleiche Bewegungsrichtung haben. Der schneller bewegte Grundschieber würde ohne diese Platte den langsamer geschobenen Expansionsschieber wieder überlaufen und noch eine Nachströmung bewirken.

Durch die Expansionsvorrichtung wird bei den kleinen Pumpen in erster Linie bezweckt, daß der Pumpe jeweilig diejenige Füllung gegeben werden kann, welche zur Erreichung des vollen Kolbenhubs bei der jeweiligen Leistung erforderlich ist. Der Wasserdruck auf den Pumpenkolben ist annähernd der gleiche, ob die Pumpe schnell oder langsam

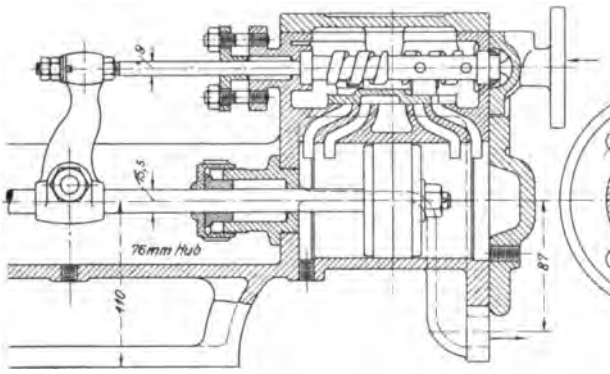


Fig. 428.

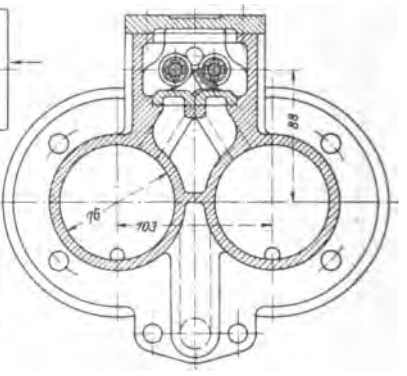


Fig. 429.

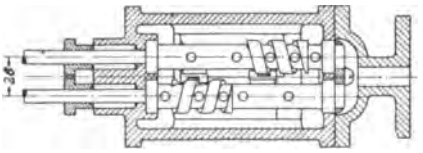


Fig. 430.

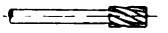


Fig. 431.

läuft, demgemäß ist auch der notwendige mittlere Dampfdruck immer der gleiche, bei schnellem Gang ist aber bei Beginn des Hubs zur Beschleunigung der Massen ein größerer, zu Ende des Hubs wegen der lebendigen Kraft der Massen ein kleinerer Dampfdruck notwendig. Ein ruhiger Gang der Pumpe erfordert daher einen von Anfang bis zu Ende des Hubs abnehmenden Dampfdruck, was durch die Expansionseinrichtung annähernd erreicht wird.

Die Hubbegrenzung der Kolben wird durch ein Dampfkissen gebildet, das, wie bei den Worthingtonpumpen, dadurch entsteht, daß der Kolben den Auspuffkanal vor Beendigung des ganzen Hubs überläuft und den eingeschlossenen Dampf komprimiert. Ein besonderer vom Schieber-

spiegel bis zum Zylinderende führender Einströmungskanal, wie bei den Worthingtonpumpen, ist aber nicht vorhanden, vielmehr nur eine kurze Abzweigung vom Hauptkanal, welche ans Zylinderende führt, um beim Hubwechsel den Dampf aus dem durch den Kolben verschlossenen Hauptkanal hinter den Kolben gelangen zu lassen. In dieser Abzweigung sitzt ein kleines Rückschlagventil (12), welches bei der Kompression geschlossen ist und geöffnet wird, sobald der Frischdampf vom Schieberkasten in den Hauptkanal gelangt. Sofern die Endspannung der Expansion durch die Füllung so reguliert wird, daß der Kolben stets den gleichen Hub macht, arbeitet die Pumpe immer mit der gleichen Kompression.

Zu erwähnen ist ferner eine dritte Konstruktion von Duplexpumpen, welche die Firma Otto Schwade & Co., Erfurt, unter dem Namen „Gelenklose Automatsteuerung“ (D. R. P. Kl. 14 d, Nr. 157097) in neuerer Zeit auf den Markt gebracht hat (Fig. 428 bis 431). Die mit der Kolbenstange durch einen Arm starr verbundene Schieberstange hat an ihrem Ende ein viergängiges Schraubengewinde von großer Steigung (Fig. 431), durch dessen geradlinige Hin- und Herbewegung eine mit entsprechendem Innengewinde versehene Hülse hin- und hergedreht wird. Von dieser Hülse erhält der Schieber der benachbarten Pumpenseite eine hin- und hergehende Bewegung, indem er mit einem Arm in einen an ihrer Außenseite angebrachten Schraubengang eingreift. An jedem Ende des Dampfzylinders ist, wie bei der Worthingtonpumpe, ein besonderer Einströmungskanal vorgesehen. Nach Angabe der ausführenden Firma sind hinsichtlich der Abnützung der Steuerung günstige Verhältnisse zu verzeichnen.

Da der vom Dampfkolben zu überwindende Widerstand, welcher sich aus dem Wasserdruck auf den Pumpenkolben und den Reibungswiderständen zusammensetzt, während des ganzen Hubs nahezu konstant ist, so müssen direkt wirkende Dampfpumpen bei langsamem Gang mit voller Füllung arbeiten. Bei schnellem Gang kommen die Wirkungen der hin- und hergehenden Massen hinzu, es kann daher, wie schon oben erwähnt, mit Expansion gearbeitet werden und zwar kann der Expansionsgrad um so größer sein, je größer die Massenkräfte sind, d. h. je größer die Geschwindigkeitsänderungen und je größer die bewegten Massen sind. Die Expansion kann durch eine dafür eingerichtete Steuerung oder auch durch Anordnung mehrerer Dampfzylinder, in welchen der Dampf stufenweise expandiert, erzielt werden, wobei in letzterem Fall durch die Vergrößerung der hin- und hergehenden. Massen ein größerer Expansionsgrad möglich ist und der Vorteil der stufenweisen Expansion hinsichtlich der Wärmeausnützung zur Geltung kommt. Es werden daher direktwirkende Dampfpumpen bei viel kleineren Leistungen, als dies bei Schwungrad-

pumpen üblich ist, als Zweifach- oder Dreifachexpansionsmaschinen ohne und mit Kondensation ausgeführt. Bei Zweifachexpansionsmaschinen arbeiten häufig die beiden Zylinder mit voller Füllung, wobei dann der Expansionsgrad dem Inhaltsverhältnis der beiden Zylinder entspricht. Erhält bei Dreifachexpansionsmaschinen der Hochdruckzylinder Expansionssteuerung, während der Mittel- und Niederdruckzylinder mit voller Füllung arbeiten und Kondensation vorgesehen ist, so kann ein Expansionsgrad erzielt werden, welcher demjenigen von Schwungrad-Verbundmaschinen gleichkommt. Höhere Expansionsgrade lassen sich nur mit sogenannten **Kraftausgleichern**, d. h. Vorrichtungen erzielen, welche die ausgleichende Wirkung eines Schwungrads ersetzen.

Die Wirkungsweise des Ausgleichers der Worthingtonpumpen ist die folgende: Am Verbindungsrahmen zwischen Dampf- und Pumpen-

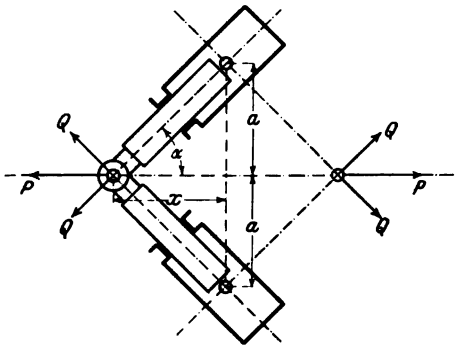


Fig. 432.

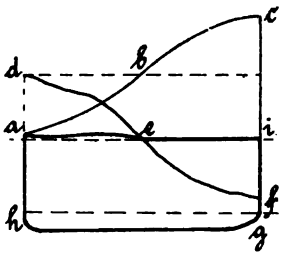


Fig. 433.

seite sind zwei Zylinder (vgl. Taf. XIII) drehbar gelagert, deren Kolben an ein auf der Kolbenstange befestigtes Querhaupt angeschlossen und durch einen gleichbleibenden Wasserdruck Q belastet sind. Während der ersten Hubhälfte wirken die Kolben der Dampfkraft entgegen mit einem Gesamtdruck $P = 2\,Q\cos\alpha$ (Fig. 432), während sie in der zweiten Hubhälfte die Dampfkraft unterstützen. Bezeichnet x die Ausweichung des Dampfkolbens aus seiner Mittellage, a die senkrechte Entfernung der Zylinderdrehpunkte von der Pumpenachse, so ergibt sich

$$P = 2\,Q\cos\alpha = \frac{2\,Q}{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\alpha}} = \frac{2\,Q}{\sqrt{1+\left(\frac{a}{x}\right)^2}} = 2\,Q\,\frac{x}{\sqrt{x^2+a^2}}$$

Die Wirkung des Ausgleichwerks einer Worthington-Verbunddampfpumpe, welche John Mair (Engineering 1886, S. 340) untersucht hat, zeigt Fig. 433. Die Linie d e f g h gibt die Summe der Dampfdrücke auf die beiden Dampfkolben und die Linie a b c den Druck des Ausgleichwerks in der Richtung der Pumpenachse entsprechend vorstehender

Gleichung. Die Linie a e i der resultierenden Kraft an der Kolbenstange ist, wie ersichtlich, horizontal, diese Kraft ist also, wie der Widerstand des Pumpenkolbens konstant.

Die konstruktive Ausführung des Ausgleichwerks der Worthingtonpumpen zeigen die Fig. 434 und 435. Die beiden Ausgleichzylinder A stehen durch ihre hohlen Drehachsen mit dem Akkumulatorzylinder B in Verbindung. Der Plunger C dieses Zylinders ist durch die auf den Kolben K wirkende Luftpressung des Druckwindkessels der Pumpe belastet, indem der Raum E mit dem Luftraum dieses Windkessels verbunden ist.

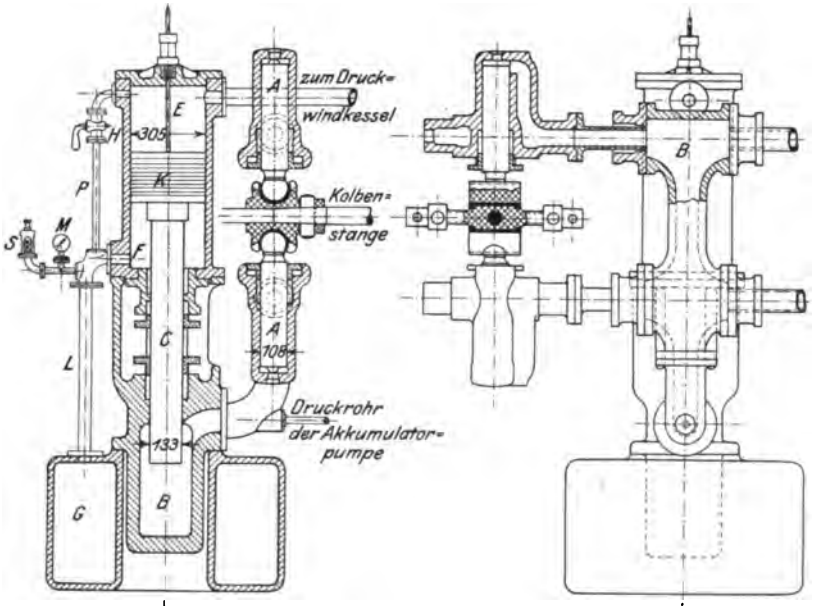


Fig. 434. Fig. 435.

Der Raum F unterhalb des Kolbens K ist ebenfalls mit Luft gefüllt, deren Druck nach Bedarf geregelt werden kann. Durch ein weites Rohr L ist eine Verbindung mit dem Gefäß G hergestellt, dessen Rauminhalt so groß ist, daß der Druck in F trotz der bei jedem Hub stattfindenden Schwankung in der Kolbenstellung nahezu konstant ist. Im allgemeinen wird durch die Undichtheit des Kolbens K der Raum F genügend mit Luft versorgt. Es kann aber auch durch das Verbindungsrohr P Luft zugeführt und mit dem Hahn H der Druck im Raum F und dadurch die Wasserpressung im Akkumulator und den Ausgleichzylindern geregelt werden. An die Leitung L ist ein Manometer M und ein federbelastetes einstellbares Sicherheitsventil S angeschlossen. Zum stetigen Ersatz der

durch Undichtheiten verloren gehenden Preßflüssigkeit in den Ausgleichzylindern A und den damit verbundenen Akkumulatorzylindern B dient eine kleine Kolbenpumpe.

Das Ausgleichwerk „Ideal" (D. R. P. Kl. 14 g, Nr. 120675) der Oddessepumpen (Fig. 436 und 437) ist wesentlich anderer Konstruktion: Der hauptsächlichste Teil ist ein Plunger A, der in einem Zylinder C arbeitet und durch eine Stopfbüchse B abgedichtet ist. Der Zylinder C enthält eine bestimmte Menge Öl oder eine andere Flüssigkeit. Der Plunger A ist hohl und bildet in seinem oberen Teile einen Windkessel D, während sein unteres Ende ständig in die Flüssigkeit eintaucht. In dem Windkessel D befindet sich Preßluft, die aus dem Luftbehälter R in denselben gelangt und durch einen kleinen vom Lenkerarm F aus betätigten Luftkompressor E erzeugt wird. Vom Luftbehälter R führt in das Innere des Windkessels D ein Rohr, an dessen Ende sich ein Ventil G befindet. Letzteres öffnet sich nach unten und ist so eingestellt, daß es für einen Augenblick durch den Plunger A selbst geöffnet wird, wenn sich dieser in seiner tiefsten Stellung befindet. Der Luftdruck im Raum D ist bestrebt, den Plunger A beständig nach oben zu drücken und die von ihm ausgeübte Kraft wird durch Vermittelung eines Kniehebelpaares auf die Kolbenstange der Pumpe übertragen. Wenn die Pumpe auf Hubmitte steht, hat der Plunger seine tiefste Stellung, während den Endstellungen der Dampfkolben seine höchste Stellung entspricht.

Die Wirkungsweise ist die folgende: In der ersten Hubhälfte, wo die Leistung des Dampfes größer ist, als für die Pumparbeit erforderlich, wird der Überschuß dadurch aufgebraucht, daß der Plunger niedergedrückt wird. Dabei erfährt sein Luftinhalt noch eine weitere Kompression und zwar bis zu einem Enddruck, welcher gleich der Spannung im Luftbehälter R ist, denn bei der tiefsten Stellung des Plungers wird das Ventil von dem letzteren niedergedrückt, so daß in der Hubmitte der Raum D für kürzere Zeit mit dem Luftbehälter R in Verbindung ist.

Während der zweiten Hubhälfte steigt der Plunger wieder nach oben. Dabei wirkt die Preßluft im Inneren desselben, unter gleichzeitiger Expansion, durch die Hebelvermittelung auf die Kolbenstange und die im ersten Teil des Kolbenwegs aufgespeicherte Arbeit wird an die Kolbenstange wieder abgegeben. Letzteres geschieht mit zunehmender Kraft vermöge der, mit dem Fortschreiten der Kolben sich ändernden Kraftrichtung.

Durch Vergrößern oder Verringern des Ölinhalts im Zylinder C kann man den Verlauf der Kompression und Expansion der im hohlen Kolben arbeitenden Preßluft verschieden gestalten. Dadurch besteht die Möglichkeit, die Änderung der in der Richtung der Pumpenachse wirkenden Ausgleichskräfte jedem Dampfdrucke und verschiedenen Füllungsgraden anzupassen.

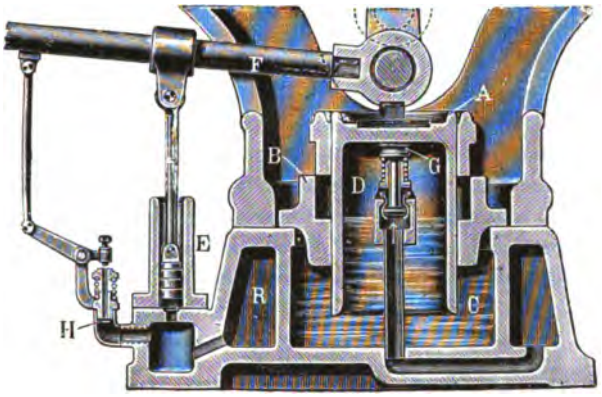


Fig. 436.

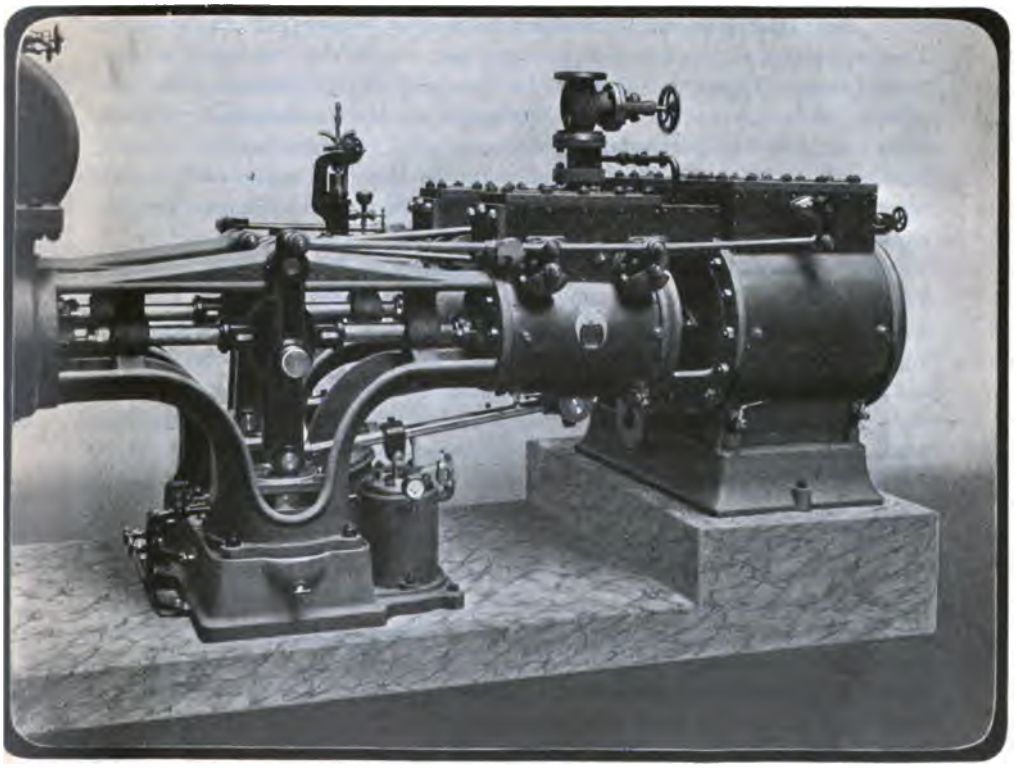


Fig. 437.

Durch das Ausgleichwerk wird auch eine selbsttätige Regulierung des Hubs der Maschine bewirkt: Mit dem Luftkompressor E ist ein Rückschlagventil H verbunden, welches sich ebenso wie das Ventil G nach innen öffnet und solange geschlossen bleibt, als die Pumpe ihren normalen Hub nicht überschreitet. Durch eine Hebelverbindung mit dem Lenkarme F wird das Ventil H jedoch bei der geringsten Hubüberschreitung der Maschine geöffnet, so daß eine gewisse Luftmenge aus dem Behälter R entweichen kann und der Druck vermindert wird. Demnach muß die Pumpe stets unbedingt sicher mit vollem Hub arbeiten, da der Druck auf den Ausgleichplunger stetig zunimmt, solange die Hublänge nicht erreicht ist.

Über die Ausführungsarten und den Dampfverbrauch der Worthingtonpumpen geben nachstehende Angaben, welche ich dem freundlichen Entgegenkommen des Herrn Otto H. Mueller, Direktor der Worthington-Pumpen-Kompagnie, A.-G. in Berlin, verdanke, wertvollen Aufschluß:

Der Dampfverbrauch, welcher im nachstehenden auf die effektive Pumpenpferdekraft und Stunde bezogen ist, ergibt sich natürlich bei den verschiedenen Typen und Größen der Pumpen sehr verschieden groß. Die kleinen einfachen unverkleideten Speisepumpen bis einschließlich 100 mm Hub brauchen bis gegen 50 kg, doch ist der Dampfverbrauch bei den kleinen Leistungen dieser Pumpen von geringer Bedeutung und kommt so gut wie nicht in Betracht, wenn der Abdampf zu Vorwärmezwecken benutzt wird.

Pumpen mit 150 mm Hub und etwa 4—7 PS Leistung benötigen rund 40 bis 42 kg pro Pumpenpferdekraft und Stunde, während Pumpen mit 250 mm Hub und bis etwa 12 PS zwischen 36 bis 40 kg verbrauchen. Mit zunehmender Größe der Pumpe geht der Verbrauch herunter, einesteils wegen der geringeren Abkühlungsfläche pro kg Arbeitsdampf, anderenteils wegen des geringeren schädlichen Raums und des besseren mechanischen Nutzeffektes sowie der besseren Dichtigkeit der einzelnen Organe. Solche Pumpen werden häufig auch mit Zylinder-Verschalungen und darunter befindlichem Isolier-Material sowie mit Kolbenschiebern ausgestattet und in diesem Fall reduziert sich der Dampfverbrauch noch ganz erheblich. Es hat sich ferner gezeigt, daß der Dampfverbrauch auch mit höherem Dampfdruck herunter geht, trotzdem alle die unter die vorliegende Klasse fallenden Worthington-Dampfpumpen mit voller Füllung arbeiten und also gar keine Expansion haben. Offizielle Versuche bei vertikalen Speisepumpen für die Marine ergaben bei einer mit Kolbenschiebern versehenen und ca. 16 PS leistenden Pumpe bei 10 Atm. Dampfdruck einen Dampfverbrauch von 32 kg, welcher bei Erhöhung des Dampfdruckes auf 15 Atm. und der Pumpenleistung auf 26 PS bis auf 27 kg herunterging.

Je nach Größe und Ausstattung bewegt sich daher der Dampfverbrauch gewöhnlicher Hochdruck-Duplex-Pumpen zwischen 50—27 kg. Kondensation wird bei diesen Pumpen fast nie angebracht und wenn (wie z. B. bei Abteufpumpen), dann nur zu dem Zweck, den Abdampf niederzuschlagen, nicht aber eine Luftleere zu erzeugen, da dies bei der fixen Kompression ein Anschlagen der Kolben an die Deckel verursachen würde.

Von 150 mm Hub aufwärts werden in vielen Fällen Compound-Pumpen verwendet, welche, wenn für Auspuff bestimmt, ein Zylinder-Verhältnis von durchschnittlich 1 : 3 besitzen, wobei alle Dampfzylinder volle Füllung erhalten und ohne Mäntel ausgeführt sind. Der Dampfverbrauch dieser Pumpen mit Auspuff beträgt je nach Größe und Ausstattung 32 bis 22 kg.

Von 250 mm Hub an wird bei den Compoundpumpen bereits Rücksicht auf Kondensation genommen und im Falle die letztere vorgesehen ist, werden Dampfzylinder-Verhältnisse von 1 : 4 bei voller Füllung in jedem Zylinder angewendet und die Niederdruck-Dampfzylinder mit Dampfmänteln versehen. Solche Maschinen werden gegenwärtig bis zu etwa 50 PS angewendet und ihr Dampfverbrauch beträgt je nach Größe 24—17 kg.

Überhitzter Dampf kann ohne weitere Änderung allen im vorhergehenden genannten Pumpen zugeführt werden, doch empfiehlt es sich, in diesem Fall bei den größeren Ausführungen Kolbenschieber oder Corliss-Rundschieber an Stelle der Flachschieber treten zu lassen. Überhitzter Dampf reduziert den Dampfverbrauch ganz wesentlich und zwar um so mehr, je einfacher die Gattung der Pumpe ist. So z. B. wurde bei kleinen einfachen Speisepumpen eine Dampfersparnis bis zu 50% ermittelt, welche sich bei den großen auf nur ca. 30% stellt. Bei den Compound-Auspuff- und Kondensations-Pumpen macht die Ersparnis durch überhitzten Dampf 35—25% aus.

Bereits von ca. 20 PS aufwärts bis zu ca. 250 PS baut die Worthington-Pumpen-Kompagnie Dreifach-Expansions-Maschinen ohne Ausgleicher. Bei diesen Maschinen wird an den Hochdruckzylindern die Dampfeinströmung vor Hubende abgeschnitten und beträgt je nach der Größe und Hubzahl der Maschine die Füllung 55—90%, die beiden anderen Zylinder haben jedoch volle Füllung, wobei die Gesamtexpansion auf 1 : 10 und in besonders günstigen Fällen, nämlich bei sehr niedrigem Wasserdruck und großen Wassermassen auf 1 : 12 gebracht werden kann. Bei den kleineren dieser Maschinen, welche sämtlich mit Kondensation arbeiten, werden nur die Niederdruckzylinder, bei den größeren sämtliche Dampfzylinder mit Dampfmänteln versehen. Dieser Maschinentyp gehört wegen seiner Einfachheit und Ökonomie zu den gangbarsten und es beträgt sein Dampfverbrauch je nach Größe 14 bis unter 8 kg bei gesättigtem Dampf und 11—7 kg bei überhitztem Dampf.

Von etwa 100 PS und 600 mm Hub ab kommen die hydraulischen Ausgleicher zur Verwendung und zwar in Verbindung mit Compound- oder Dreifach-Expansions-Maschinen, bei welchen nun sämtliche Zylinder Expansions-Steuerungen mit je 4 Rundschiebern und Dampfmäntel erhalten. Hierbei läßt sich bei Compoundmaschinen bis 16 fache, bei Dreifach-Expansions-Maschinen bis über 25 fache Expansion erzielen. Der Dampfverbrauch dieser Maschinen variiert bei gesättigtem Dampf zwischen 9 und 6,5 kg und bei überhitztem Dampf zwischen 7,8—5 kg pro Pumpenpferdekraft und Stunde.

In den folgenden Tabellen ist aus Übergabeversuchen der Dampfverbrauch einiger typischer Ausführungen zusammengestellt und zwar in

Worthington-Dreifach-Expansions-Pumpmaschinen mit hydraulischen Ausgleichern.

(Total-Expansion ca. 22—25, überhitzter Dampf. Alle Dampfzylinder mit Mantelheizung versehen.)

Aufstellungsort der Maschine	East London Waterworks, London	Städt. Wasserwerk Luton, (England)	Städt. Wasserwerk Chicago
Durchm. der Hochdruck-Dampfzylinder mm	482	305	533
„ „ Mitteldruck-Dampfzylinder mm	760	508	838
„ „ Niederdruck-Dampfzylinder mm	1370	863	1524
„ „ Pumpenplunger . . mm	685	343	877
Gemeinschaftlicher Hub (nominell) mm	914	610	1245
Datum des Versuches	5. 12. 01	30. 1. 03	27./28. 8. 02
Dauer des Versuches . . . . . Std.	6	12	24
Mittlere Hublänge . . . . . mm	953,5	617,5	1260
Mittlere Anzahl der vierfachen Hübe pro Minute	23,99	36,21	19,33
In der Minute gepumptes Wasser . l	33248	8067	57648
Gesamte dynamische Förderhöhe . m	64,35	71,58	46,60
PS in gehobenem Wasser × Förderhöhe m	475,4	128,3	598,0
Abs. Dampfspannung vor der Maschine kg/qcm	11,5	10,77	11,19
Temperatur des Dampfes vor der Maschine . . . . . °C	222,7	264,4	269,4
Überhitzung an der Maschine . . °C	37,6	82,4	92,6
Dampfverbrauch für 1 eff. PS und Std. kg	6,032	5,436	5,06
(Hiervon Dampfmantel-Kondensat %) .	(12,1)	(9,33)	(10,24)
Leistung in mkg für 1 kg Dampf . .	44760	49670	53350
Leistung in mkg für je 1000 im zugeführten Dampf enthaltene Wärmeeinheiten	69695	74223	81204
Thermischer Wirkungsgrad . . . %	16,37	17,5	19,17

Worthington Pumpmaschinen mit mäßiger Total-Expansion (10—12fach) und gesättigtem Dampf.

Aufstellungsort der Maschine	Städt. Wasserwerk Nürnberg	Städt. Wasserwerk Millburn (Long Island)	Wasserwerk Bulovka bei Prag
Art der Maschine	2fache Expansion mit Ausgleichern, sämtliche Dampfzylinder geheizt	3fache Expansion ohne Ausgleicher, sämtliche Dampfzylinder geheizt	3fache Expansion ohne Ausgleicher, nur Niederdruckzylinder geheizt
Durchm. der Dampfzylinder . . mm	381/761	330/533/863	152/229/406
„ „ Pumpenplunger . . mm	330	760	116
Gemeinschaftlicher Hub (nominell) mm	457	635	380
Datum des Versuches	8. 5. 02	18. 7. 04	22. 9. 02
Dauer des Versuches . . . . . Std.	6	24	7
Mittlere Hublänge . . . . . mm	469	623	385
Mittlere Anzahl der vierfachen Hübe pro Minute	44,6	33,23	65,8
In der Minute gepumptes Wasser . l	6564	37622	1048
Gesamte dynamische Förderhöhe . m	71,0	24,13	126,2
PS in gehobenem Wasser × Förderhöhe	109,4	216,6	29,4
Absolute Dampfspannung vor der Maschine . . . . . kg/qcm	6,8	9,5	5,5
Dampfverbrauch für 1 eff. PS und Std.	8,99	7,87	12,32
(Hiervon Dampfmantel-Kondensat %) .	(14)	(13)	(9,2)
Leistung in mkg für 1 kg Dampf . .	30038	34330	21920
Leistung in mkg für je 1000 im zugeführten Dampf enthaltene Wärmeeinheiten	49261	57820	36260
Thermischer Wirkungsgrad . . %	11,6	13,6	8,55

der ersten Tabelle aus drei Versuchen an Ausgleichermaschinen mit überhitztem Dampf und in der zweiten aus drei Versuchen mit gesättigtem Dampf bei mäßiger Expansion und verschieden großen Maschinen. Es geht aus der Zusammenstellung hervor, daß mit der Überhitzung des Dampfes sowie mit der Leistung der Maschine der Dampfverbrauch wesentlich zurückgeht und ebenso das Kondensat aus den Dampfmänteln. Außer den üblichen Werten für den Dampfverbrauch pro Pumpenpferdekraft und Stunde und für die Leistung pro 1 kg Dampf ist noch die Leistung in mkg für je 1000 im zugeführten Dampf enthaltene Wärmeeinheiten hinzugefügt, sowie auch der thermische Wirkungsgrad, welcher sich aus letzteren ergibt, in Anbetracht, daß die Angabe des Dampfverbrauchs pro PS nicht genügt um die Wirtschaftlichkeit einer Maschine zu beurteilen, da bei manchen Maschinen kaltes, bei anderen hingegen warmes Speisewasser geliefert wird, dessen Temperatur auf die Dampf-Erzeugung von Einfluß ist. Maschinen mit Dampfmänteln liefern ein wesentlich wärmeres Speisewasser, es ist daher bei allen Versuchen die Temperatur des Speise-

wassers festgestellt und bei der Leistungs-Berechnung für je 1000 Kalorien im zugeführten Dampf berücksichtigt.

Die Ausführung einer liegenden Worthington-Compound-Pumpe mit Ausgleichern und Kondensation ist nachstehend besprochen, die Beschreibung einer großen stehenden Dreifachexpansionsmaschine findet sich in dem Aufsatz von M. F. Gutermuth in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 1442.

Pumpmaschine des Wasserwerks der Stadt Nürnberg in Erlenstegen ausgeführt von E. Earnshaw in Nürnberg [1]).

Das von der Worthington-Pumpen-Kompagnie, A.-G. in Berlin errichtete Pumpwerk besteht aus zwei Duplexpumpen von der auf Tafel XIII dargestellten Ausführung.

Die Maschine hat auf jeder Seite einen Hochdruck- und einen Niederdruckzylinder mit Aufnehmer, einen Pumpenzylinder, zwei Ausgleichzylinder und eine Kondensatorluftpumpe.

Der Frischdampf wird durch den Wasserabscheider, das Hauptabsperrventil und ein Zweigrohr, welches mit zwei Absperrventilen zur Regulierung der Dampfspannung versehen ist, den beiden Hochdruckzylindern

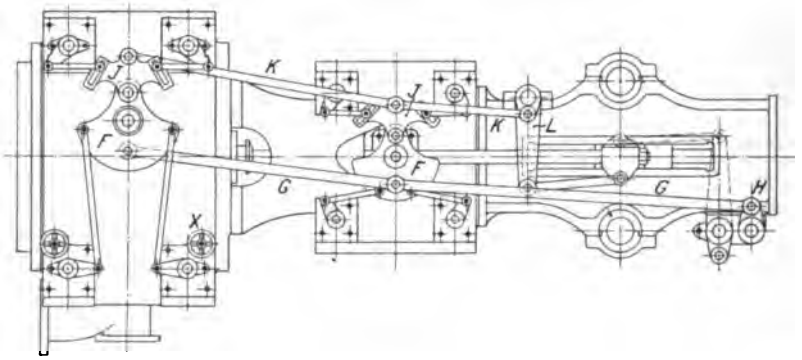


Fig. 438.

zugeführt. Aus diesen gelangt er in die unter den Hochdruckzylindern angeordneten Aufnehmer, dann in die Niederdruckzylinder und schließlich in den Kondensator. Die Dampfverteilung wird in allen Zylindern durch Drehschieber bewirkt, die sich in eingesetzten gußeisernen Büchsen bewegen und ihren Antrieb durch das in Fig. 438 dargestellte Gestänge erhalten. Die um feste an den Zylindern sitzende Zapfen drehbaren Steuerscheiben F werden durch Vermittelung der Stangen G und des Hebels H von dem Kreuzkopf der anderen Maschinenseite angetrieben.

[1]) In der Zeitschrift des Bayer. Dampfkessel-Revisions-Vereins 1902, Nr. 10, 11 und 12 erschienen.

Die Auslaßschieber sind an die Scheiben F zwangläufig angelenkt. Während sonach die Auslaßorgane lediglich durch die andere Maschinenhälfte angetrieben werden, erhalten die Einlaßschieber eine durch die Kolbenbewegung beider Maschinenseiten beeinflußte Bewegung, indem deren Steuerscheiben J ihre Drehpunkte auf den Steuerscheiben F haben und außerdem durch Vermittelung der Stangen K und des Hebels L von ihrem eigenen Kreuzkopf bewegt werden. Die Veränderung der Füllung in beiden Zylindern geschieht durch Verschiebung der Angriffspunkte der Steuerstängchen der Einlaßschieber in den Kulissen der Steuerscheiben J. Um ein Anschlagen der Kolben an die Zylinderdeckel zu verhindern, sind die Ausströmkanäle des Niederdruckzylinders (Tafel XIII) in einiger Entfernung von den Deckeln angeordnet. Die Dampfkolben schließen sonach diese Kanäle frühzeitig ab und sperren eine Dampfmenge zwischen sich und den Deckeln ein, die als Dampfkissen wirkt. Durch kleine Handventilchen X (Fig. 438) kann die Höhe der Kompressionsspannung und dadurch der Hub der Maschine reguliert werden.

Die Hoch- und Niederdruckzylindermäntel, sowie die hinteren Deckel der Niederdruckzylinder werden mit Frischdampf geheizt. Der von diesen Mänteln abströmende Heizdampf wird in die Heizröhren der beiden Aufnehmer geleitet, aus welchen das Kondensat einer kleinen Pumpe zufließt, welche dasselbe in den Kessel zurückfördert.

Die Anordnung der Triebwerksteile ist aus der Tafel zu ersehen. Die Dampfkolben haben mehrteilige gußeiserne Dichtungsringe, die durch Stahlfedern an die Zylinderwandungen angepreßt werden; die Niederdruckzylinder sind auf Eisenrollen gelagert. Die durch Doppelhebel angetriebenen Kondensatorluftpumpen haben gußeiserne Tauchkolben und je zweimal zwei Saug- und ebensoviele Druckventile.

Die Pumpen sind doppeltwirkend, haben in Messingbüchsen laufende Tauchkolben und je zweimal neun Saug- und ebensoviele Druckventile. Sämtliche Ventile sind federbelastete Tellerventile von der in größerem Maßstab auf der Tafel dargestellten Konstruktion. Unmittelbar hinter der Maschine sitzt der für beide Pumpen gemeinsame Saugwindkessel und über derselben der Druckwindkessel; außerdem ist in einiger Entfernung von der Pumpe noch ein großer, für das ganze Pumpwerk gemeinsamer Druckwindkessel angeordnet. Zum Ersatz der Luft im Druckwindkessel und in dem Ausgleicher ist unabhängig von der Pumpmaschine ein Westinghouse-Kompressor aufgestellt, welcher in seiner Ausführung mit dem für die Westinghousebremsen benützten sehr große Ähnlichkeit hat.

Angaben über die Hauptabmessungen und den Dampfverbrauch dieser Maschine sind in der Tabelle S. 383 enthalten.

Direktwirkende Dampfpumpen finden für kleinere Anlagen, wie z. B. zur Kesselspeisung, für Preßpumpwerke u. dgl. mehr und mehr die aus-

gedehnteste Verwendung. Bei den kleinen Ausführungen ist der Dampfverbrauch allerdings etwas größer als bei Schwungradpumpen, jedoch nicht viel, denn von einem ökonomischen Arbeiten der letzteren kann, da diese in der Regel mit einfacher Schiebersteuerung, also großer Füllung und meist mit gedrosseltem Dampf arbeiten, auch keine Rede sein. Die direktwirkenden Speisepumpen zeichnen sich durch einen sehr ruhigen, geräuschlosen Gang aus und können zum Zweck kontinuierlichen Speisens mit beliebig kleiner Hubzahl betrieben werden, was bei Schwungradpumpen nicht der Fall ist. Zu der Aufstellung in engen Räumen sind sie wegen ihres geringen Platzbedarfs und wegen des Wegfalls der mit rotierenden Teilen verknüpften Gefahr besonders geeignet. Bei großen Ausführungen als Wasserhaltungs-, Wasserwerksmaschinen usw. sind die direktwirkenden Dampfpumpen den Schwungradmaschinen hinsichtlich Dampfverbrauch mindestens ebenbürtig. Sie beanspruchen weit weniger Grundfläche und bedürfen nur eines einfachen billigen Fundaments, sind daher in der Anschaffung und Montage billiger. Als Nachteil großer direktwirkender Dampfpumpen im Vergleich mit Schwungradmaschinen ist hervorzuheben der weniger einfache Bau, die weit schwierigere Betriebsführung, die mühsamere Instandhaltung, die Störung des sonst sehr ruhigen Ganges durch verhältnismäßig geringe Änderungen des Pumpenwiderstandes oder der Dampfspannung und die mehr oder weniger umständliche Ingangsetzung.

30. Wasserdruckpumpen.

Entsprechend der Bezeichnung Dampfpumpe versteht man unter Wasserdruckpumpe die unmittelbare Vereinigung einer Pumpe und einer Wassersäulenmaschine.

Der Druck des Betriebswassers wird entweder durch das natürliche Gefälle oder durch eine Preßpumpe erzeugt, dabei wird die Wassersäulenmaschine mit oder ohne Drehbewegung ausgeführt.

Eine für kleinere Wasserversorgungsanlagen vielfach ausgeführte Wasserdruckpumpe mit Drehbewegung ist die in Fig. 439 und 440 dargestellte Kröberpumpe (erlosch. D. R.-P. Kl. 88, Nr. 14760). Es werden mit derselben kleine Quellwasserkräfte ausgenutzt, um hoch gelegenen Verwendungsgebieten Wasser zuzuführen.

Die Maschine verwertet auf diese Weise kleine Wasserkräfte von 0,3 bis 33 l in der Sekunde bei 10 bis 100 m Gefälle und überwindet Förderhöhen bis zu 250 m.

Die Figuren veranschaulichen die wesentliche Anordnung. Auf der Grundplatte B ist ein zylindrisch ausgedrehter Verteilungskopf A befestigt, in den die Abflußleitung a des Kraftwassers, die Leitung b, welche das letztere

zuführt und die Leitung c für das gehobene Wasser münden. Auf der Spiegelfläche des Verteilungskopfes gleitet der um die Zapfen d schwingende Zylinder C. Diese Zapfen d liegen in verstellbaren Lagerschalen, um das dichte Aufeinanderliegen der Gleitflächen bewirken zu können. Der Kolben besteht aus zwei Teilen verschiedenen Durchmessers; er durchdringt als Taucher den Zylinderdeckel und hängt unmittelbar an der Kurbel E, so daß bei der Drehung derselben die Schwingung des Zylinders erfolgt. Hierdurch entsteht die Steuerung in folgender Weise: In der angegebenen Stellung tritt das Kraftwasser gegen die ringförmige vordere Kolbenfläche und treibt den Kolben zurück; gleichzeitig strömt das hinter dem Kolben befindliche Wasser durch a ab. Ist die Kurbel im toten Punkt angekommen, so wechselt die Verbindung der Kanäle derart, daß bei weiterer Drehung Kraftwasser hinter den Kolben tritt, ihn hinausschiebt und dadurch das vor demselben befindliche Wasser durch c in die Steigleitung drückt. Dieses geschieht während einer halben Umdrehung der Kurbel E, bis dieselbe wieder im toten Punkt steht und das zuerst beschriebene Spiel von neuem beginnt. Es wirkt somit das Kraftwasser abwechselnd auf beide Kolbenseiten und wird ein Teil desselben nach der Druckleitung gefördert. Diese Anordnung der Steuerung wird gewählt, wenn es sich darum handelt, das Kraft- und das zu hebende Wasser derselben Quelle oder Sammel-Stube zu entnehmen, also einen Teil des Kraftwassers unmittelbar zur Wasserversorgung zu verwenden. Wenn es sich aber bei einer Wasserversorgung um die Hebung von Quellwasser durch nicht genießbares Kraftwasser handelt, so sind die Kanäle für das Kraftwasser und das zu fördernde Wasser vollständig zu trennen. Dies geschieht durch Anbringung von vier getrennten Stutzen- und Spiegelöffnungen am Verteilungskopf. Hierbei kann auch durch Vertauschung der Zu- und Abströmungen des Kraftwassers mit denen für das zu hebende Wasser die seltener vorkommende Aufgabe gelöst werden, mit einer kleineren Menge Kraftwasser von größerer Gefällhöhe eine größere Wassermenge auf kleinere Höhe zu heben.

In der durch Fig. 439 und 440 dargestellten Einrichtung ist die Pumpe einfach-, der Motor doppeltwirkend. In die Steigleitung c des zu hebenden Wassers wird ein Rückschlagventil h eingeschaltet, das zur Entlastung der Maschine beim Rückgang des Kolbens und beim Stillstand dient. Ferner werden die Steigleitung c und die Zuleitung b des Kraftwassers mit Windkesseln versehen. Durch ein in die letztgenannte Leitung eingeschaltetes Ventil oder einen Schieber wird der Zufluß des Kraftwassers und damit auch die Geschwindigkeit der Maschine geregelt. Der in der Steigleitung angebrachte Windkessel erhält in seinem Untersatz eine vom Oberkessel ganz getrennte Kammer; diese wird mit Luft von atmosphärischer Spannung gefüllt, welche durch Einleiten von Druckwasser verdichtet wird; durch Einführen dieser verdichteten Luft in den einen oder anderen Windkessel kann die in diesem verlorene Luft ersetzt werden.

Der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe ergibt sich nach Versuchen zu 0,53 bis 0,88; im allgemeinen steigt der Wirkungsgrad mit dem Gefälle des Kraftwassers; liegt dieses Gefälle unter 8 bis 10 m, so wird

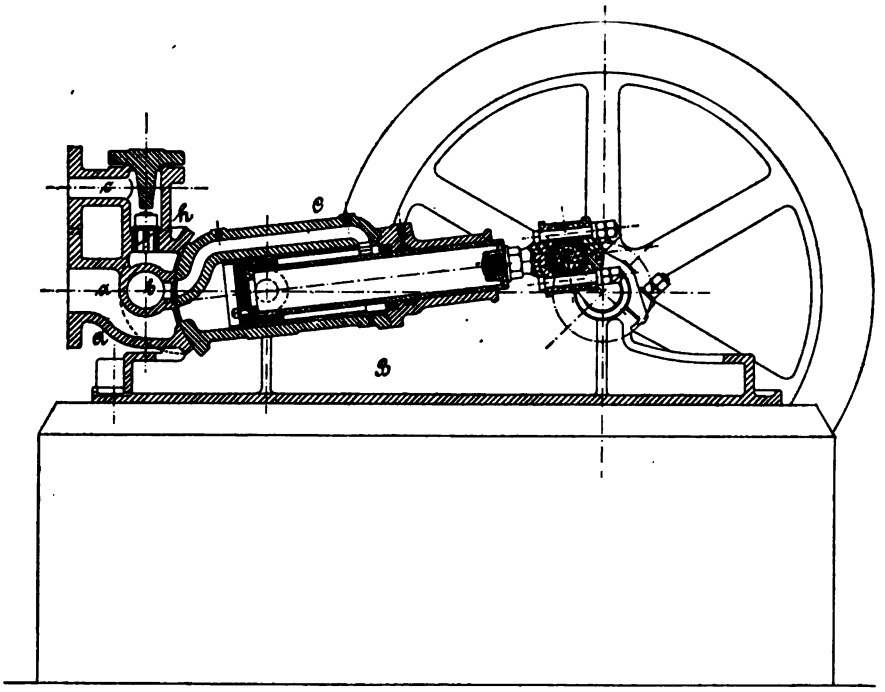


Fig. 439.

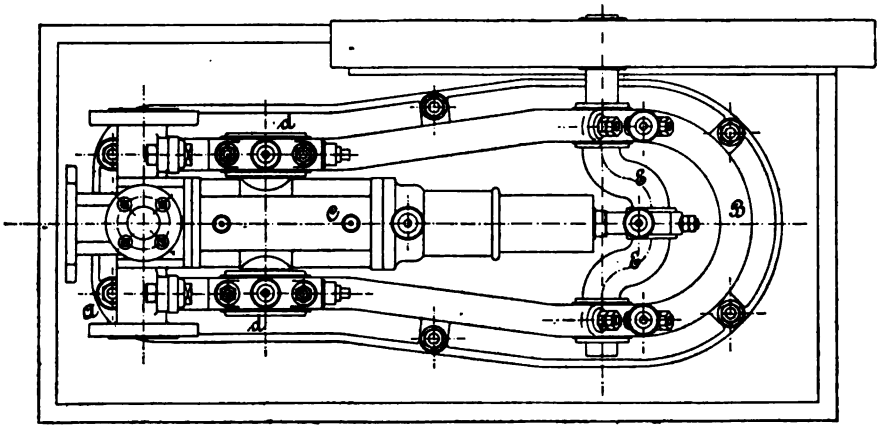


Fig 440.

ein günstiger Wirkungsgrad nicht mehr erzielt, weshalb bei Ausführungen nicht unter dieses Maß gegangen wird.

Nähere Mitteilungen über das Anwendungsgebiet der Kröberpumpen gibt die Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1895, S. 1069 und das Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1893, S. 144; die erwähnten Versuche sind mitgeteilt in dem letztgenannten Journal 1890, S. 634.

Die häufigste Verwendung finden die Wasserdruckpumpen für die Zwecke der Wasserhaltung in Bergwerken. Wasserhaltungsmaschinen mit hydraulischem Betrieb sind in verschiedener Form schon in früherer Zeit gebaut worden, worüber v. Hauers Werk „Die Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke" ausführliche Auskunft gibt. Sie haben aber, teils wegen der ihnen anhaftenden Mängel, teils infolge der Entwickelung der unterirdischen Dampfwasserhaltungen, keine starke Verbreitung gefunden. Da aber der Verwendung der letzteren dadurch eine Grenze gezogen ist, daß bei großer Teufe (über ca. 500 m) selbst bei vorzüglich arbeitenden Dampfmaschinen das Grubenwasser für die Kondensation nicht mehr ausreicht, und manche Gruben in neuerer Zeit größere Teufen erreicht haben, so hat man der Ausbildung der hydraulischen Wasserhaltungsmaschinen in den letzten Jahren erneute Aufmerksamkeit geschenkt.

Bei den modernen Anlagen dieser Art wird durch eine über Tage aufgestellte Dampfpumpe das Kraftwasser gegen einen Druck von 200 bis 300 Atm. in einen Akkumulator gepreßt und durch eine Rohrleitung der unterirdischen Anlage zugeführt. Letztere besteht aus einer mit oder ohne Drehbewegung arbeitenden Wassersäulenmaschine mit Förderpumpe.

Um einen gedrängten Bau der ganzen Maschine zu erzielen, ist der Kolben der Kraftmaschine feststehend und hohl ausgeführt. Durch seine Bohrung wird das Preßwasser in das Innere des Kraftzylinders mittelst einer Steuerung derart geleitet, daß der Zylinder eine hin- und hergehende Bewegung erfährt, dabei ist der Kraftzylinder zugleich als Plunger der Förderpumpe ausgebildet.

Das austretende Preßwasser wird durch eine Rückleitung wieder zutage in ein Reservoir geführt, aus welchem es von den Preßpumpen wieder angesaugt wird. Durch diese Einrichtung ist erreicht, daß die Wassersäulenmaschine nur mit ganz reinem Wasser arbeitet, was zur Erhaltung ihrer Steuerungsvorrichtungen unbedingt erforderlich ist.

Hydraulische Wasserhaltungsanlagen sind in letzter Zeit hauptsächlich von der Berliner Maschinenbauaktiengesellschaft vormals L. Schwartzkopff in Berlin nach dem System Kaselowsky-Prött, sowie von Haniel und Lueg in Düsseldorf-Grafenberg ausgeführt worden.

Eine eingehende Beschreibung der betreffenden Konstruktionen enthalten die Abhandlungen in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. von Fr.

Frölich 1900, S. 1712 und B. Gerdau 1899, S. 29, so daß hier auf diese Mitteilungen verwiesen werden kann.

Angaben über die Hauptabmessungen und den Wirkungsgrad hydraulischer Wasserhaltungen mit Dampfbetrieb finden sich in der Tabelle S. 208.

Anhang.

31. Untersuchung von Pumpen mittelst des Indikators.

Ebenso wie bei Dampfmaschinen kann bei Pumpen der Indikator verwendet werden, um die vom Kolben geleistete Arbeit zu bestimmen und die Vorgänge im Innern des Pumpenzylinders, insbesondere auch die Wirkungsweise der Steuerung zu beurteilen. Der letztere Zweck wird jedoch bei Pumpen nur in unvollkommener Weise erreicht, weil durch den Indikator das Ventilspiel beeinflußt wird, das mit dem Indikator gewonnene Diagramm wohl die Druckänderungen bei geöffnetem Indikatorhahn, nicht aber diejenigen bei geschlossenem Hahn, also beim gewöhnlichen Betrieb wiedergibt.

Der Einfluß des Indikators auf das Ventilspiel ist von dem Verfasser auf dem Versuchswege nachgewiesen worden. In Fig. 441 stellt die ausgezogene Linie die Bewegung eines als Druckventil arbeitenden Tellerventils bei geschlossenem, die gestrichelte Linie bei offenem Indikatorhahn dar. Wie ersichtlich öffnet sich das Ventil im letzteren Falle

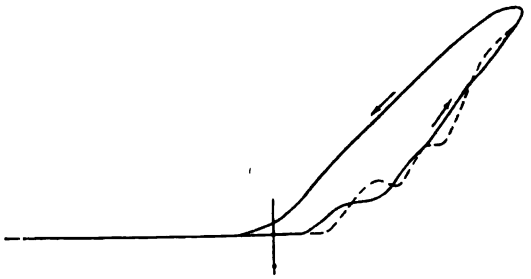


Fig. 441.

wesentlich später und es sind starke Geschwindigkeitsschwankungen in seiner Steiglinie zu erkennen, während das Sinken in beiden Fällen in genau der gleichen Weise vor sich geht.

Bei geöffnetem Hahn hebt sich das Druckventil erst, nachdem die Indikatorfeder auf den notwendigen Öffnungsdruck des Ventils zusammengepreßt ist, der Kolben also einen gewissen Weg vom Hubende zurückgelegt hat. Zwischen dem Schluß des Saugventils und der Eröffnung des Druckventils liegt eine Periode der Drucksteigerung im Zylinder, die von

um so längerer Dauer ist, je größer der Durchmesser des Indikatorkolbens, je schwächer die Indikatorfeder und je größer der notwendige Öffnungsdruck des Ventils ist, während bei geschlossenem Indikatorhahn, unter Voraussetzung der Abwesenheit von Luft, die Eröffnung des Druckventils nach Abschluß des Saugventils momentan erfolgen muß.

Die Indikatordiagramme geben also die Druckänderungen beim Hubwechsel anders an, als diese bei geschlossenem Hahn, d. h. beim gewöhnlichen Betrieb vor sich gehen.

Fig. 442 zeigt das Diagramm einer gut laufenden Saug- und Druckpumpe mit Windkesseln. Wird der Indikatorzylinder mit der Atmosphäre in Verbindung gebracht, so beschreibt der Stift die horizontale Linie A—A, welche den Atmosphärendruck darstellt. Während der Saugwirkung ist die Pressung im Pumpenzylinder kleiner als 1 Atmosphäre, was sich dadurch zeigt, daß der Stift eine unterhalb A—A liegende Linie aufzeichnet;

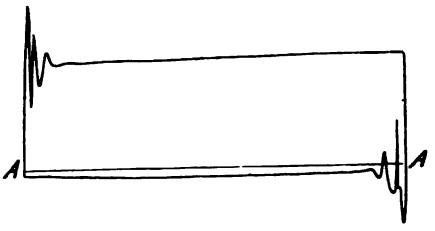


Fig. 442.

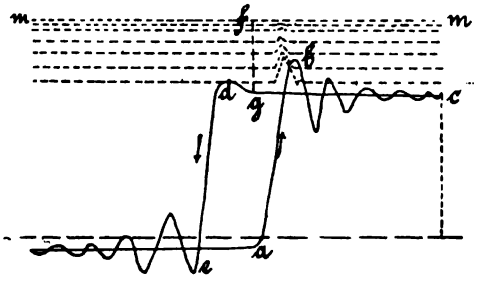


Fig. 443.

am Hubende steigt der Druck rasch bis zu einem Höchstwert, den der Öffnungswiderstand des Druckventils verursacht; nach einigen Schwankungen, welche durch die Schwingungen der Indikatorfeder hervorgerufen werden, bleibt der Druck nahezu gleich, sinkt dann nach der Kolbenumkehr auf einen kleinsten Wert, der die Eröffnung des Saugventils bewirkt und geht ebenfalls nach einigen Schwankungen wieder in den nahezu gleichbleibenden Druck während der Saugwirkung über. Die Druckänderungen lassen sich deutlicher an einem verschobenen Indikatordiagramm erkennen, welches dadurch erhalten wird, daß der Papierzylinder von einer Kurbelschleife seine Bewegung empfängt, deren Kurbel um 90° gegen diejenige der Pumpe versetzt ist. Ein solches Diagramm (vgl. Fig. 443) zeigt, daß bei a die Druckwirkung beginnt, die Pressung bis b steigt und dann nach einigen Schwingungen bei c nahezu gleich bleibt; am Hubende bei d ist eine kleine Drucksteigerung zu erkennen, welche übrigens nur bei Gewichtsventilen auftritt. Sie ist durch die Massenkraft des Ventils hervorgerufen, welches, wie früher (S. 150) erläutert, infolge der rasch zunehmenden Verkleinerung des Spaltquerschnitts in der

Nähe des Ventilsitzes eine plötzliche Verzögerung erfährt. Hierauf beginnt die Saugwirkung, in folge deren die Pressung bis e sinkt und die Drucklinie nach einigen Schwingungen nahezu in einer Wagrechten bis zum anderen Hubende verläuft.

Um die zur Eröffnung des Druckventils notwendige Pressung unter Vermeidung des Einflusses des Indikators zu messen, hat C. v. Bach folgende Einrichtung getroffen: Zwischen den am Ende der Indikatorkolbenstange aufgeschraubten Kopf, der das Kugellager für die Lenkstange bildet, und den Deckel des Indikatorzylinders wird ein gegabelter Keil geschoben, wodurch der Indikatorkolben gehoben wird und die Feder eine Spannung erfährt. So lange nun letztere noch kleiner ist als der größte im Zylinder auftretende Druck, wird der Schreibstift Zuckungen vollführen. Je weiter der Keil eingeschoben wird, desto größer wird die Federspannung, desto kleiner werden die Zuckungen, wie die vom Schreibstift aufgezeichneten, in Fig. 443 punktiert angegebenen Linien erkennen lassen. In dem Augenblick, in welchem der Keil so weit hineingeschoben ist, daß das Zucken gerade aufhört, also der Schreibstift eine gerade Linie mm aufzeichnet, mißt die Federspannung, also diese Linie mm den größten Druck, somit auch den zum Eröffnen des Ventiles nötigen Überdruck f g im Zylinder.

Über die zweckmäßige Einrichtung des Indikators und die geeignete Behandlung desselben haben A. Riedler in der Schrift „Indikatorversuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen", München 1881 und C. v. Bach in der Abhandlung „Versuche zur Klarstellung der Bewegung selbsttätiger Pumpenventile", Zeitschr. des Ver. deutsch. Ing. 1886, S. 421 u. ff. Angaben gemacht.

Die Versuche müssen mit vollkommen verläßlichen Instrumenten und unter Anwendung größter Vorsicht vorgenommen werden. Insbesondere darf nie Luft in den Indikatorzylinder gelangen oder sie muß sofort durch geeignete Hilfsmittel wieder entfernt werden. Die Aufnahme des Diagramms darf nicht bei gedrosseltem Indikatorhahn vorgenommen werden, da hierdurch auch an schlecht wirkenden Pumpen nahezu rechteckige Diagramme erhalten werden. Es ist daher bei den Instrumenten auf weite Bohrungen und kürzeste Verbindungswege zwischen Instrument und Pumpenzylinder großer Wert zu legen, um wahrheitsgemäße Drucklinien zu erhalten.

Um zu zeigen, daß aus Indikatordiagrammen mancherlei über die Wirkungsweise der Pumpen zu entnehmen ist, sind folgende Beispiele gegeben, welche mit Benützung oben genannter Abhandlung von A. Riedler und des Werks „Die Konstruktion der Feuerspritzen" von C. v. Bach zusammengestellt sind.

Aus Fig. 444 ist zu entnehmen, daß das Saugventil verspätet schließt, insofern das Ansteigen des Drucks erst einige Zeit nach Beginn des Druckhubs anfängt. Die Ursache für den verspäteten Schluß des Ventils kann

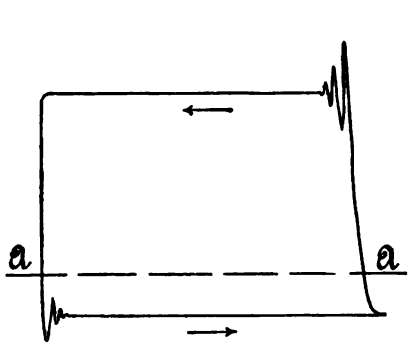


Fig. 444.

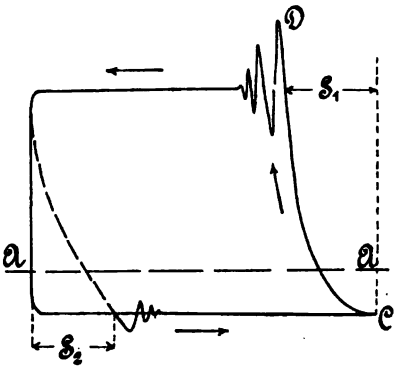


Fig. 445.

in einer Klemmung in der Ventilführung oder zu geringer Ventilbelastung liegen.

Wenn sich im Zylinder Luft festsetzen kann oder während des Saughubs infolge von Undichtheiten Luft eingesaugt wird, so wird zu Beginn des Druckhubs diese Luft zuerst zusammengepreßt und es entsteht eine Verdichtungskurve CD, wie Fig. 445 angibt, welche über den Betriebsdruck steigt; nach einigen Schwankungen wird letzterer angezeigt. Diese Kurve muß nahezu nach dem Mariotteschen Gesetz verlaufen, und es kann demnach durch Einzeichnen dieser theoretischen Linie ermittelt werden, ob die eigentümliche Form der Drucklinie von vorhandener Luft oder von verspätetem Schluß des Saugventils herrührt.

Wenn die angesaugte Luft sich im Zylinder nicht festsetzen kann, sondern bei jedem Druckhub durch das Druckventil entweicht, so wird die fallende Drucklinie am Hubende keine Veränderungen zeigen. Wenn dagegen die Luft im Zylinder bleibt, so entsteht eine Ausdehnungskurve, wie Fig. 445 punktiert anzeigt, welche der vor der Eröffnung des Saugventiles eintretenden Ausdehnung der eingeschlossenen Luft entspricht.

Da die Ausdehnung der letzteren gleichfalls nach dem Mariotteschen Gesetz erfolgt, so müssen die Stücke S_1 und S_2 gleich groß werden, wenn die Luft im Zylinder bleibt. Gelangt jedoch während des Saugens Luft in den Zylinder und entweicht sie nur teilweise während der Druckwirkung, so wird sich dies in dem Diagramm dadurch kennzeichnen, daß $S_1 > S_2$ ist.

In jedem Falle wird die geförderte Flüssigkeitsmenge nur dem Kolbenwege $S - S_1$ entsprechen, da erst, nachdem der Kolben sich um S_1 bewegt hat, die Förderung in das Druckrohr beginnt.

Ist die Saughöhe zu groß, so daß sich beim Saugen Dampf entwickelt und der Zylinder nicht vollgesaugt wird, so muß sich ein ähnliches Bild wie Fig. 445 ergeben.

Ein undichtes Saugventil kennzeichnet sich durch vorzeitiges Sinken des Druckes (vgl. Fig. 446) und zwar wird dieses um so früher vor dem Hubende beginnen, je undichter das Ventil ist.

Schließt das Druckventil zu spät, so entsteht das in Fig. 447 dargestellte Diagramm. Schwankungen in der Sauglinie entstehen (vergleiche Fig. 448), wenn die Flüssigkeitsmasse im Saugrohr in schwingende Bewegung kommt, wie dies bei kleiner Saughöhe, weiten, kurzen Saugröhren

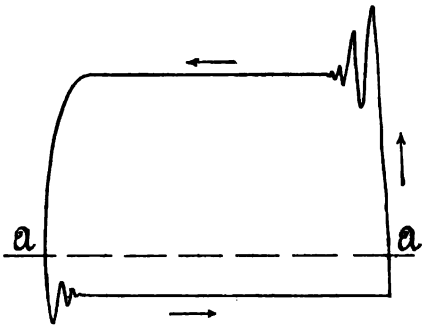


Fig. 446.

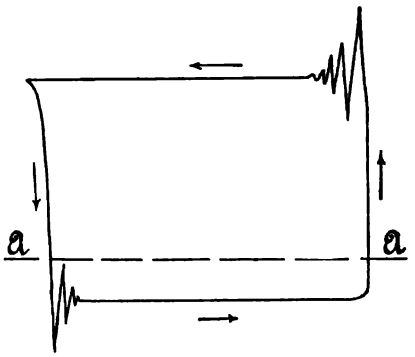


Fig. 447.

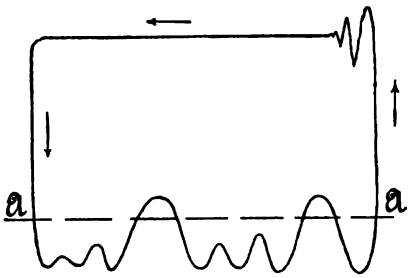


Fig. 448.

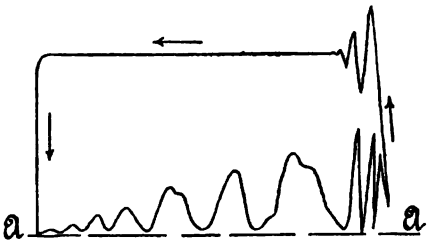


Fig. 449.

mit kleinem Saugwindkessel eintreten kann. Die wachsende lebendige Kraft der angesaugten Flüssigkeit kann auch eine starke Erhöhung des hydraulischen Druckes erzeugen, was sich durch Ansteigen der Sauglinie gegen das Hubende kennzeichnet.

Aus Fig. 449 ist zu entnehmen, daß das Wasser dem Pumpenzylinder zufließt und infolge zu geringer Belastung des Saugventils starke Druckschwankungen während des Saughubs entstehen; das Saugventil schließt zu spät.

II. Flügelpumpen.

Die Wirkungsweise der Flügelpumpen ist derjenigen der Kolbenpumpen gleichartig, indem bei der Hin- und Herschwingung des Flügels in einem feststehenden zylindrischen Gehäuse, gegen dessen Wandungen er sich abdichtend anlegt, die Saugwirkung durch Vergrößerung des an die Saugleitung anschließenden Gehäuseraumes und die Druckwirkung durch Verdrängen der angesaugten Flüssigkeit aus dem Gehäuse entsteht. Wie bei den Kolbenpumpen, so ist auch bei den Flügelpumpen eine Steuerung durch Ventile (Hubventile, Klappen oder Schieber) notwendig.

Die Pumpensysteme.

Die Pumpe kann einfach- oder doppeltwirkend, mit geschlossenem oder durchbrochenem Flügel ausgeführt werden; letzterer kann dabei einfach oder doppelt sein. Das Gehäuse hat die Form eines Zylinderausschnittes oder eines vollen Zylinders, um dessen Achse der Flügel schwingend bewegt wird; es werden auch zwei Pumpen derart vereinigt, daß die Gehäuse ineinander übergehen; dabei können die Flügel um eine gemeinschaftliche Achse schwingen oder mit getrennten Achsen angeordnet sein.

Pumpen mit einer Drehachse.

Eine einfachwirkende Pumpe mit geschlossenem, einfachem Flügel in Zwillingsanordnung ist die in Fig. 450 und 451 dargestellte Pumpe von Marquardt (erlosch. D. R.-P. Kl. 59, Nr. 1318). Der von Hand durch eine Stange A bewegte Flügel B saugt durch die Klappe C eine gewisse Flüssigkeitsmenge an und drückt dieselbe bei seinem Rückgang durch die Klappe D in das Steigrohr.

Eine einfachwirkende Pumpe mit durchbrochenem, einfachem Flügel ist in Fig. 452 und 453 dargestellt. Während der Flügel A vom Saugrohr B nach dem Druckrohr C bewegt wird, tritt die

Saug- und Druckwirkung gleichzeitig ein; beim Rückgang öffnet sich das im Flügel angebrachte Ventil D, der Flügel geht frei durch die angesaugte Flüssigkeit, ohne eine Förderung zu veranlassen. Das Druckventil E ist für die Pumpwirkung überflüssig und dient nur als Rückschlagventil für die Druckleitung.

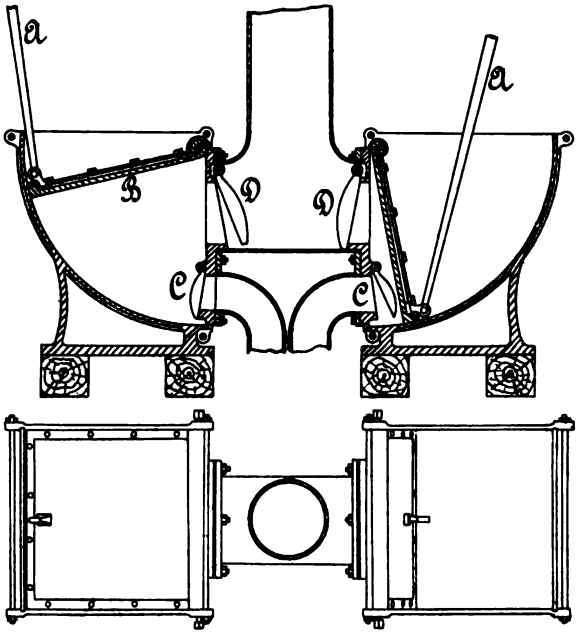


Fig. 450 u. 451.

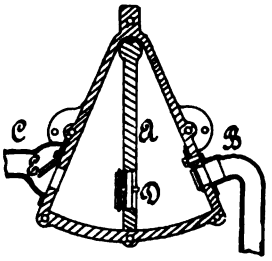


Fig. 452.

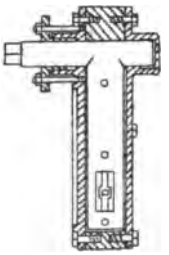


Fig. 453.

Eine doppeltwirkende Pumpe mit durchbrochenem Doppelflügel, in der Ausführung von E. C. Flader, Jöhstadt i. S. zeigen die Fig. 454 und 455. Der mit Metallklappen versehene Flügel sitzt auf einer Welle, welche durch den Deckel des zylindrischen Gehäuses hindurchtritt und mittelst Stopfbüchse und Überwurfmutter abgedichtet

ist. Auf ein Vierkant am äußeren Ende der Welle ist ein Handhebel aufgeschoben. Die Saugklappen sitzen auf einem Einsatzstück, das zu beiden Seiten gegen die zylindrische Wand des Gehäuses, nach oben gegen die Nabe des Flügels abdichtet und mittelst Schraube an der rückwärtigen Gehäusewand befestigt ist. An Stelle der Klappen kommen für die Förderung dicker Flüssigkeiten Kugelventile in Anwendung. Die erreichbare Saughöhe beträgt nach Angabe der genannten Firma bis zu 8 m, die Druckhöhe 40—60 m. Bei Anbringung eines Windkessels kann die Pumpe als Spritze verwendet werden.

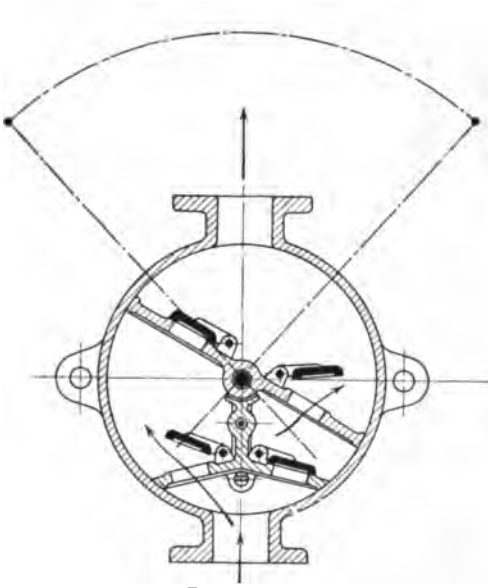


Fig. 454.

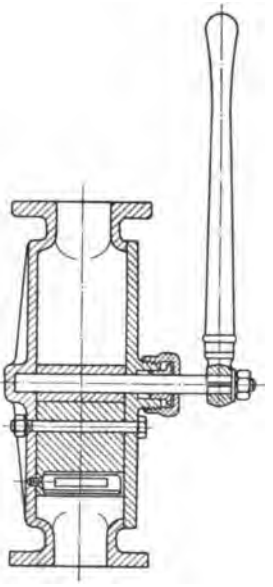


Fig. 455.

Eine andere Bauart des gleichen Pumpensystems, mit Lederklappen und Druckwindkessel, nach der Ausführung von G. Allweiler, Radolfzell, ist in Fig. 456 dargestellt.

Die Fig. 457 und 458 zeigen eine von H. Guth, Neustadt. a. H. angegebene Pumpe mit durchbrochenem Doppelflügel (erlosch. D. R.-P. Kl. 59 Nr. 2707). Zur Steuerung sind Tellerventile angeordnet. Die verdrängte Flüssigkeit gelangt in den Hohlraum der Drehachse C und aus diesem nach der Druckleitung D.

Karl Ax in Burg bei Herborn baut Pumpen für Jaucheförderung, welche sich von der vorgenannten Form dadurch unterscheiden, daß die Saugventile wegfallen und dafür in dem oberen Gehäuseteil zwei Druckklappen angeordnet sind. Um eine fortwährende Reinigung der Eintrittsöffnung des Saugrohrs in das Pumpengehäuse zu erhalten, ist senkrecht

zur Flügelplatte nach abwärts ein Steg geführt, welcher bei der Bewegung des Flügels über die Saugöffnung wegstreicht.

Bei der von A. Füratsch, Troppau (erlosch. D. R.-P. Kl. 59, Nr. 53151) angegebenen Pumpe Fig. 459 ist eine Doppelwirkung dadurch erzielt, daß die durch 'eine feststehende Scheidewand getrennten Arbeits-

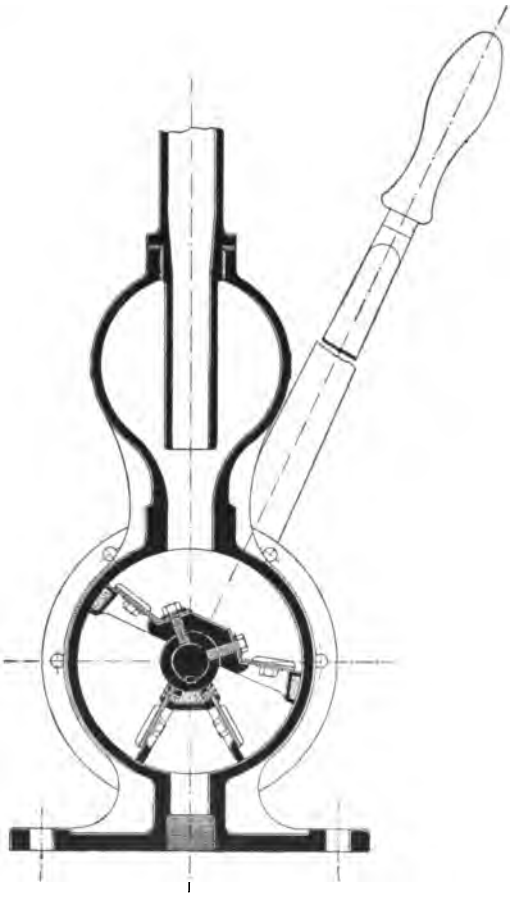


Fig. 456.

räume des zweiflügeligen Ventilkolbens BC durch einen die Achse durchbrechenden Kanal a oder durch einen seitlich am Gehäuse angebrachten, in den Öffnungen c und d ausmündenden Kanal verbunden sind; bei der Bewegung von unten nach oben drückt der Flügel B die über ihm stehende Flüssigkeit durch a oder durch cd zunächst in den Raum D und dann durch die sich öffnende Flügelklappe e nach dem Raum E und so-

mit nach dem Druckrohr. Zugleich saugt der Flügel B Flüssigkeit an. Beim Rückgang wirkt der Flügel C drückend und saugend, wobei die Flüssigkeit aus dem Saugrohr durch den Flügel B, dessen Klappe f sich öffnet, dann durch den Kanal a bezw. c d nach dem Raum D gelangt.

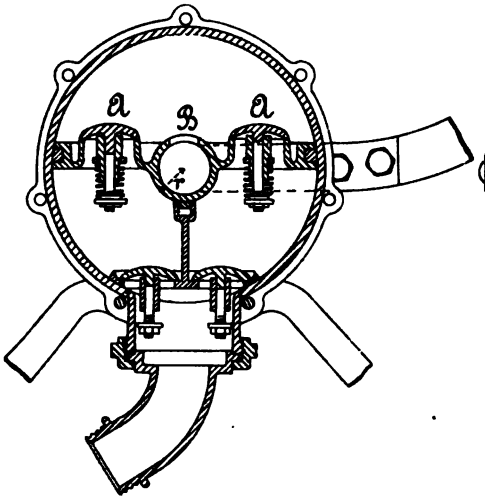


Fig. 457.

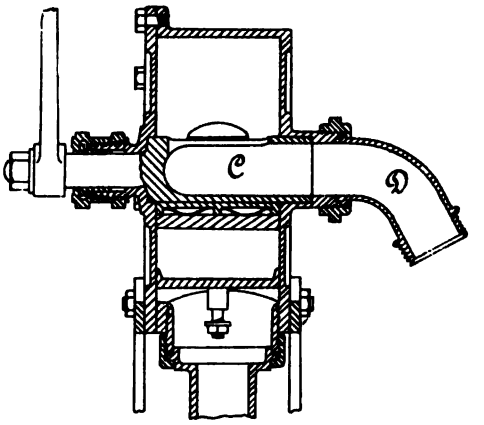


Fig. 458.

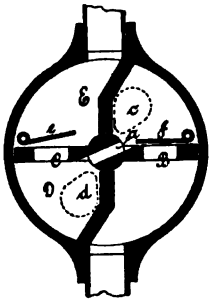


Fig. 459.

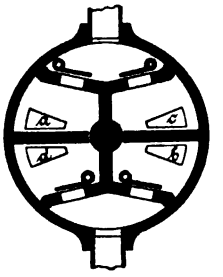


Fig. 460.

Die Pumpenform Fig. 460 ergibt eine vierfache Wirkung durch Anordnung von zwei miteinander verbundenen durchbrochenen Doppelflügeln, deren Arbeitsräume durch einen in den Öffnungen a und b und durch einen anderen in den Öffnungen c und d mündenden Kanal miteinander verbunden sind.

Eine vierfache Wirkung wird auch bei der von Abrahamson angegebenen Pumpe (D. R.-P. Kl. 59, Nr. 58863 u. 58865) erzielt, welche von G. Allweiler in Radolfzell (Baden) für Förderungen von 0,026

bis 0,455 cbm in der Minute bei einer Hubzahl von 104 bis 40 in derselben Zeit ausgeführt wird. Wie Fig. 461 bis 463 veranschaulichen, ist der Doppelflügel AB wie bei der von Füratsch angegebenen Pumpe (Fig. 459) durchbrochen, enthält aber keine Klappen, sondern diese sind auf besonderen Einsätzen C und D angebracht. Wird nun der Flügel in der Pfeilrichtung bewegt, so wirkt links die untere Fläche des Flügels A,

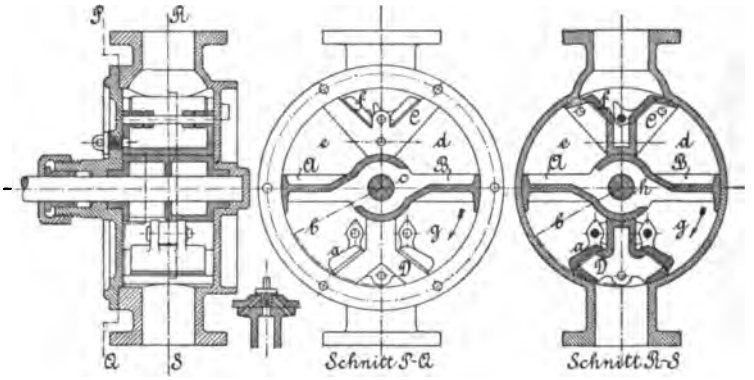


Fig. 461. Fig. 462. Fig. 463.

rechts die obere Fläche des Flügels B saugend; die Flüssigkeit tritt durch die Klappe a zunächst in den Raum b und durch den Kanal c auch in den Raum d. Zu gleicher Zeit wirken die beiden anderen Flächen der Flügel A und B drückend, wobei die aus dem Raum e verdrängte Flüssigkeit unmittelbar durch die Klappe f in das Druckrohr gelangt und die aus dem Raume g verdrängte Flüssigkeit denselben Weg macht, nachdem sie zunächst aus g durch den Kanal h in den Raum e getreten ist. Diese Pumpenform hat gegenüber einer doppeltwirkenden Pumpe insbesondere den Vorteil, daß sie bei gleicher Größe und gleicher Hubzahl eine erheblich größere Fördermenge ergibt.

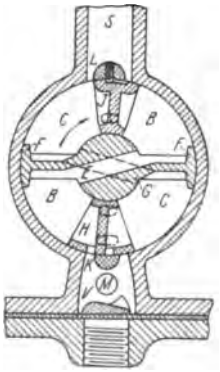


Fig. 464.

Die in Fig. 464 dargestellte Konstruktion von A. F. Abrahamson, Madrid (D. R. P. Kl. 59, Nr. 80775) ist eine Abänderung der vorstehend beschriebenen Konstruktion und kennzeichnet sich dadurch, daß die feststehenden, mit Saug- und Druckventilen versehenen Scheidewände durch bewegliche Schieber ersetzt sind, welche, unter dem Einfluß der schwingenden Flügel stehend, die Ventile entbehrlich machen und daher eine wesentliche Vereinfachung der ganzen Pumpeneinrichtung darstellen. Erhalten die Flügel F eine Bewegung in der Richtung des Pfeils, so wird die Flüssigkeit durch das Klappenventil V und den Kanal K in die erste Kammer B sowie von

hier durch den Kanal E in die zweite Kammer B eingesaugt, während die vorher in die beiden, durch Kanal G verbundenen Kammern C eingetretene Flüssigkeit durch Kanal L in die Steigleitung S gedrückt wird.

Bei der Umkehr der Flügel schließt sich die Klappe V und verhindert ein Rückströmen des angesaugten Wassers; es entsteht bei der Rückbewegung der Flügel in den Kammern B ein Druck, welcher die Schieber H und J umsteuert, so daß nun die Kammern C die Saugräume und die Kammern B die Druckräume bilden.

Die Schieber werden durch Schlitze und eingreifende Stifte in ihren Endlagen gesichert. Bei M ist eine Schraube zum Zweck der Entleerung des Pumpengehäuses und der Steigleitung angebracht.

Pumpen mit zwei Drehachsen.

Ein Beispiel für das Zusammenwirken zweier einfacher, geschlossener Flügel bietet die von H. Buderus, Hirzenhain angegebene Pumpe (erlosch. D. R.-P. Kl. 59, Nr. 82759). Die beiden Flügel (vgl. Fig. 465) werden in entgegengesetztem Sinne bewegt, wozu die Drehachsen mit ineinander greifenden Stirnrädern versehen sind. Die Wirkungsweise entspricht derjenigen zweier doppeltwirkenden Saug- und Druckpumpen mit gemeinschaftlichen Saug- und Druckventilen.

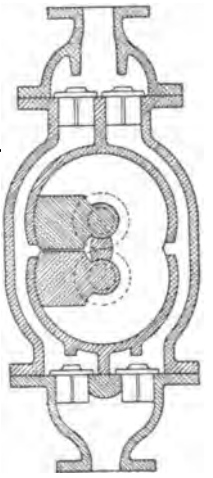


Fig. 465.

Geförderte Flüssigkeitsmenge.

Es bezeichne

M die theoretische Flüssigkeitsmenge, welche bei einer Hin- und Herschwingung des Flügels nach dem Druckrohr gefördert wird,

R den inneren Halbmesser des zylindrischen Gehäuses,

B die innere Breite desselben,

r den Halbmesser des um die Drehachse angeordneten Kernes, der keine Förderung veranlaßt,

α den Winkel, um welchen die Flügelbewegung stattfindet,

so ist bei der einfachwirkenden Pumpe nach Fig. 450 bis 453

$$M = \pi (R^2 - r^2) B \frac{\alpha}{360}, \quad \ldots \ldots \quad 333$$

bei der doppeltwirkenden Pumpe nach Fig. 454 bis 459

$$M = 2\pi (R^2 - r^2) B \frac{\alpha}{360}, \quad \ldots \ldots \quad 334$$

bei der vierfach wirkenden Pumpe nach Fig. 460 bis 465

$$M = 4\pi(R^2 - r^2)\, B \frac{\alpha}{360}.$$

Unter Berücksichtigung, daß durch Undichtheiten in den Leitungen und am Flügel, sowie durch nicht rechtzeitigen Schluß der Ventile und durch etwaiges Ansaugen von Luft oder Entwicklung von Gasen bei der Saugwirkung die tatsächlich am Ende des Steigrohres auslaufende Flüssigkeitsmenge kleiner ist als die aus den vom Flügel durchlaufenen Räumen sich ergebende, wird die wirklich in einer Sekunde geförderte Flüssigkeitsmenge bei n Hin- und Herschwingungen in der Minute

$$Q_e = \mu \frac{nM}{60}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 335$$

Der volumetrische Wirkungsgrad μ kann bei gut ausgeführten Pumpen mit kurzen Leitungen zu 0,8 bis 0,9 angenommen werden.

Die Wahl des Winkels α hängt von der Art des Antriebs und der Anordnung ab; bei Pumpen mit einfachem Flügel kann α größer als 180^0 gewählt werden, während bei Doppelflügeln α nicht viel mehr als 90^0 betragen kann. Erfolgt der Antrieb von Hand durch einen auf der Flügelwelle befestigten Hebel, so kann α auch nicht größer als 90^0 genommen werden, da sonst der Angriff an dem Hebelende während eines größeren Teiles des zurückgelegten Weges ungünstig wird; wegen der Ermöglichung größeren Winkels α bei kleinerem Hebelausschlag vgl. S. 404.

Die Betriebsarbeit.

Während der Saugwirkung ist eine hydrostatische Last $BRH_s\gamma$ zu heben; dieselbe wirkt gleichmäßig verteilt auf die rechteckige Flügelfläche, das zu überwindende Drehmoment ist daher $BRH_s\gamma\frac{R}{2}$. Die während der Druckwirkung zu hebende hydrostatische Last ist $BRH_d\gamma$, das entsprechende Drehmoment somit $BRH_d\gamma\frac{R}{2}$. Wird nun die Summe der Drehmomente aller sonstigen Widerstände für die Saugwirkung mit $W_s\frac{R}{2}$, für die Druckwirkung mit $W_d\frac{R}{2}$ bezeichnet, so ergibt sich die Kraft P_s, welche am Hebelarm l zur Erzielung der Saugarbeit angreifen muß, aus

$$P_s l = (BRH_s\gamma + W_s)\frac{R}{2}, \quad \ldots\ldots \quad 336$$

und die Kraft P_d, welche am gleichen Hebelarme für die Druckarbeit anzugreifen hat, aus

$$P_d l = (BRH_d\gamma + W_d)\frac{R}{2}. \quad \ldots\ldots \quad 337$$

Bezeichnen P_1 und P_2 die notwendigen Antriebskräfte während des Flügelhin- bezw. -rückganges, so wird

1. für die einfachwirkende Saug- und Druckpumpe (Fig. 450)

$$P_1 l = (BRH_s\gamma + W_s)\frac{R}{2}, \quad \ldots\ldots \quad 338$$

$$P_2 l = (BRH_d\gamma + W_d)\frac{R}{2}; \quad \ldots\ldots \quad 339$$

2. für die einfachwirkende Saug- und Hubpumpe (Fig. 452)

$$P_1 l = (BRH\gamma + W_s + W_d)\frac{R}{2}, \quad \ldots\ldots \quad 340$$

$$P_2 l = W'\frac{R}{2}; \quad \ldots\ldots \quad 341$$

W' ist hier der Widerstand für den Rückgang des Flügels, bei welchem allerdings in dem Saug- und dem Druckrohr keine Bewegung der Flüssigkeit eintritt, jedoch im Gehäuse Widerstände infolge der Beschleunigung der durch die Öffnung des Flügelventiles tretenden Flüssigkeit, ferner durch die Beschleunigung des Flügelgewichts, durch Flügel- und Zapfenreibung, und außerhalb des Gehäuses durch die Bewegung des Antriebswerkes entstehen.

3. Für die doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe (Fig. 454 bis 459) wird

$$P_1 l = P_2 l = (BRH\gamma + W_s + W_d)\frac{R}{2}. \quad \ldots\ldots \quad 342$$

4. Für die vierfachwirkende Saug- und Druckpumpe (Fig. 460 und 465) wird

$$P_1 l = P_2 l = (2BRH\gamma + W_s + W_d)\frac{R}{2}.$$

Die in der Sekunde aufzuwendende Betriebsarbeit ist dann in jedem Falle

$$(P_1 + P_2)\, 2l\pi \frac{\alpha}{360}\frac{n}{60} = \frac{1}{\eta} Q H\gamma. \quad \ldots\ldots \quad 343$$

Ist nun die in der Sekunde zu fördernde Flüssigkeitsmenge Q und die Förderhöhe H gegeben, so lassen sich zunächst unter Annahme einer bestimmten Pumpenart, sowie unter Annahme von n und B : R die Kolbenabmessungen B und R bestimmen. n wird gewöhnlich zu 40 bis 60, bei sehr kleinen Pumpen auch größer gewählt.

Werden dann die Widerstände W_s und W_d zu etwa $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{4}$ der betreffenden hydrostatischen Last angenommen, so können die Kräfte P_1 und P_2 berechnet werden, wenn l gewählt wird, oder umgekehrt, es wird

l für einen größten zulässigen Wert von P_1 bezw. P_2 bestimmt. Letzteres hat zu geschehen, wenn der Betrieb von Hand erfolgt; es darf dann für einige Zeit dauernden Betrieb die von einem Arbeiter auf den Hebel ausgeübte Kraft höchstens zu 10 kg genommen werden. Zur Überwindung größerer Widerstände kann ein gabelförmig gestalteter Hebel, an dessen beiden Enden je ein Arbeiter anfaßt, zur Verwendung kommen; auch kann, wie z. B. bei Feuerspritzen, der Angriff einiger Arbeiter an einer am Hebelende angebrachten Druckstange angeordnet werden. Jedenfalls aber soll der Arbeitsbogen, den die angreifenden Hände zurücklegen, 1 m bis 1,15 m nicht überschreiten, wenn die Arbeitsfähigkeit längere Zeit gut ausgenutzt werden soll. Es soll also

$$2 l \pi \frac{\alpha}{360} < 1{,}15 \text{ m}$$

sein. Für die annähernde Berechnung der Betriebsarbeit kann der Wirkungsgrad η bei guter Ausführung und für mäßige Förderhöhe sowie kleine Leitungslängen zu 0,75 angenommen werden.

Die Einzelteile.

Der Flügel wird aus Gußeisen, Schmiedeisen oder Metall hergestellt und gegen die bearbeitete Wandung des Gehäuses durch Lederstulpe oder federnde Metallstreifen abgedichtet, auch wohl nur eingeschliffen.

Die Flügelwelle bildet entweder mit dem Flügel ein Stück oder der letztere ist auf sie aufgeschoben und durch Schrauben oder Keile mit ihr verbunden. Eine geringere Biegungsbeanspruchung des Flügels kann dadurch erzielt werden, daß derselbe auf seiner ganzen Breite durch eine Schale unterstützt wird.

Bei den meisten vorgenannten Pumpenbauarten ist der Winkel, den der Flügel bei seiner schwingenden Bewegung beschreibt, 90^0 und größer; um bei Handbetrieb für den Handhebel einen kleineren, für die Bewegung der Hand bequemeren Ausschlag zu erhalten, kann der Handhebel oberhalb der Pumpenachse gelagert werden; eine Verlängerung dieses Hebels umfaßt alsdann mittelst einer Schleife den Endzapfen eines auf der Flügelwelle befestigten Hebels; hieraus ergibt sich ein kleinerer Ausschlag des Handhebels.

Die Flügelpumpen finden für Handbetrieb häufig, für Kraftbetrieb selten Anwendung und dann gewöhnlich nur zur Überwindung kleiner Förderhöhen. Da die Flügel schwierig abzudichten und auf die Dauer dicht zu erhalten sind, so werden kleine Handkolbenpumpen mit Antrieb durch Schwunghebel in neuerer Zeit den Flügelpumpen häufig vorgezogen.

III. Rotationspumpen.

Bei den Rotationspumpen, welche häufig auch Kaspelpumpen genannt werden, beruht das Saugen und Drücken darauf, daß durch die Drehbewegung des im Pumpengehäuse rotierenden Verdrängers der an die Saugleitung anschließende Gehäuseraum vergrößert und der mit der Druckleitung verbundene Raum verkleinert wird. Durch die stetige Bewegung des Verdrängers kann eine stetige Saug- und Druckwirkung erzielt werden, so daß fortdauernd Flüssigkeit aus der Saugleitung in das Pumpengehäuse und aus diesem nach der Druckleitung strömt. Bei der Konstruktion der Pumpe ist möglichst anzustreben, daß die Wassergeschwindigkeit im Saug- und Druckrohr gleichförmig wird, da dann die Anbringung von Windkesseln unnötig ist und Arbeitsverluste sowie Stöße infolge von Geschwindigkeitsänderungen der Flüssigkeitsmassen in den Leitungen ausgeschlossen sind. Aus dem Umstande, daß die beiden Leitungen mit dem Pumpengehäuse fortwährend in Verbindung stehen, ergibt sich, daß bei diesen Pumpen keine Steuerung durch Ventile notwendig ist, es muß jedoch ein Rückfließen der Flüssigkeit vom Druckrohr nach dem Saugrohr vermieden werden und kann dies durch eine besondere Steuerungseinrichtung geschehen, ferner durch geeignete Gestaltung des Verdrängers oder des Gehäuses oder durch Anwendung zweier oder mehrerer Verdränger, welche die angesaugte Flüssigkeit zwischen sich fassen und sie nach der Druckleitung schieben usw.

Verschiedene Pumpensysteme.

Ein hauptsächliches Merkmal zur Unterscheidung der verschiedenen Ausführungsarten bildet die Anzahl der getriebenen Wellen. Danach sind Pumpen mit einer, zwei oder drei Wellen zu unterscheiden. Im ersten Falle kann die Welle in oder außer der Mitte des Gehäuses gelagert sein. Bei der Anordnung zweier Wellen können diese parallel sein oder sich schneiden.

Pumpen mit einer Welle.

1. Die Welle ist zentrisch zum Gehäuse gelagert.

a) Der Verdränger ist auf der Welle befestigt; zur stetigen Trennung von Saug- und Druckraum ist ein besonderes Abschlußorgan vorhanden.

Einrichtungen dieser Art zeigen die Fig. 466 und 467. Der in dem zylindrischen Pumpengehäuse rotierende Verdränger besteht aus einem exzentrisch auf der Welle angebrachten zylindrischen Kolben. Die Trennung von Saug- und Druckraum ist im ersten Falle durch einen geradlinig geführten Schieber, im zweiten durch eine um eine Achse drehbare, kreisförmig gebogene Platte bewirkt, wobei in beiden Fällen das Abschlußorgan durch sein Eigengewicht gegen die Oberfläche des Kolbens gedrückt wird. Die Wasserförderung erfolgt bei diesen Konstruktionen ziemlich gleichförmig, sie haben aber beide den Fehler, daß während der Be-

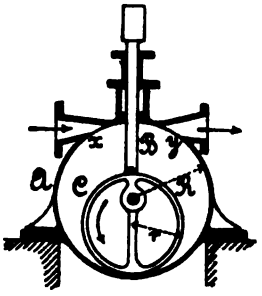


Fig. 466.

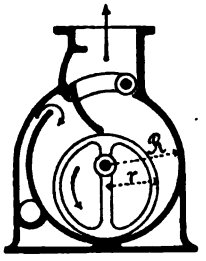


Fig. 467.

wegung des Kolbens zwischen den Mündungen des Saug- und Druckraumes eine unmittelbare Verbindung dieser Räume besteht. Damit während dieser Zeit kein Rückfließen stattfindet, müssen die Flüssigkeitssäulen eine gewisse lebendige Kraft, d. h. Geschwindigkeit und Länge, besitzen, die um so größer sein muß, je größer die Förderhöhe ist.

b) Der Verdränger sitzt lose auf einem Exzenter oder einer Kurbel und bildet selbst das Abschlußorgan.

Eine bekannte Anordnung dieses Systems ist die von Knott angegebene Pumpe, deren Einrichtung Fig. 468 zeigt. Der Verdränger besteht aus einem mit einer Platte a verbundenen Ring b, der lose auf einer exzentrischen Scheibe A sitzt, die durch die Welle c in Drehung versetzt wird. Hierdurch gleitet der Ring b in dem zylindrischen Gehäuse B und die Platte a verschiebt sich in dem Zylinder d, der in der Gehäusewandung drehbar gelagert ist. Seitlich schließen Exzenter, Ring und Platte dicht

an die Gehäusewandung an. Es entsteht ein stetiges Ansaugen und Fortdrücken der bei C ein- und bei D ausströmenden Flüssigkeit, wobei der Abschluß von Saug- und Druckraum einerseits durch den stets dicht an der Gehäusewand anliegenden Ring b, andererseits durch die Platte a gebildet wird.

Bartrum und Powell haben die vorbesprochene Einrichtung in der durch Fig. 469 und 470 verdeutlichten Weise verbessert. Statt des Exzenters ist hier auf der treibenden Welle d eine Kurbel a befestigt, um deren Zapfen sich der Kolben B drehen kann. Dieser, sowie der Führungszylinder c werden aus Bronze angefertigt. Das Pumpengehäuse A ist von zwei Kammern C und D umgeben, welche als Saug- und als Druckwindkessel dienen. Die durch das Saugrohr E nach C tretende Flüssigkeit gelangt durch den Kanal f in den Zylinder A und wird aus demselben vom Kolben durch den hier in der Platte angeordneten Kanal g

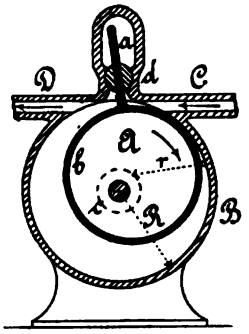


Fig. 468.

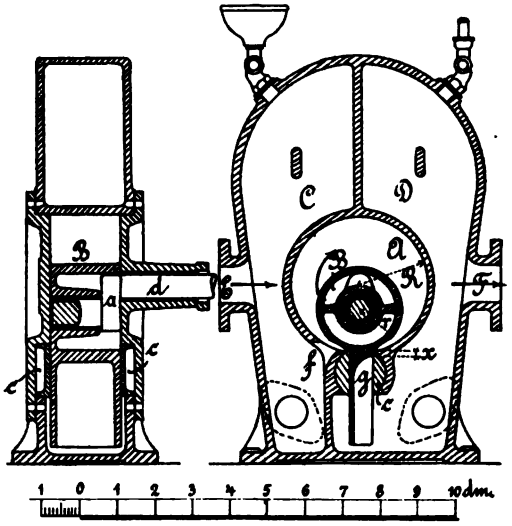


Fig. 469 u. 470.

nach dem Druckraum D und aus diesem in das Druckrohr F gedrückt. Es kann jedoch die Flüssigkeitsführung auch umgekehrt gewählt werden. Bei der Knott-Pumpe ist der Übelstand vorhanden, daß bei der oberen Mittelstellung des Kolbens Saug- und Druckraum miteinander in Verbindung treten. Dies kann hier durch die Anordnung einer in der Mittelstellung entstehenden Überdeckung x (vergl. Fig. 470) von solcher Größe vermieden werden, daß der Kanal g erst geöffnet wird, wenn der Kolben B sich soweit aus der Mittellage gedreht hat, daß er selbst die Verbindung

zwischen Saug- und Druckraum abschließt. Die Verhütung des genannten Übelstandes durch die Überdeckung x hat aber den Nachteil, daß, so lange der Kolben bei geschlossenem Druckkanal g sich bewegt, Flüssigkeit aus dem Gehäuse wieder zurück nach dem Saugraum gepreßt wird und die Förderung nach dem Druckraum unterbrochen ist. Da ferner auch während des übrigen Teiles der Kolbendrehung die Geschwindigkeit der Flüssigkeitsbewegung vom Saugraum C nach dem Gehäuse A und von diesem nach dem Druckraum D keine gleichförmige ist, so scheint die Anordnung von Windkesseln zweckmäßig, um in der Saug- und der Druckleitung nahezu gleichförmige Bewegung zu erhalten. Die in den Fig. 469 und 470 dargestellte Pumpe wird für eine Fördermenge von 0,1—2 cbm in der Minute bei 100—50 Umdrehungen ausgeführt.

c) Der Verdränger ist in einer zum Gehäuse exzentrisch gelagerten und von der Triebwelle gedrehten Walze untergebracht und erfährt durch die Drehung der Walze eine radiale Verschiebung oder eine zusätzliche Drehung.

Bei der von Jan Tille in Prag angegebenen Pumpe (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 68825) steckt der zylindrische Verdränger A (Fig. 471) lose auf dem exzentrisch zum Gehäuse feststehenden Zapfen a, so daß er sich bei der Drehung der Walze B mitdreht und zugleich in der Bohrung der Walze radial hin- und herschiebt. Dadurch entsteht eine abwechselnde Vergrößerung und Verkleinerung der Räume C und D; ersteres ergibt die Saug-, letzteres die Druckwirkung. Hiebei ist die Hublänge des Verdrängers gleich der doppelten Exzentrizität des Zapfens a.

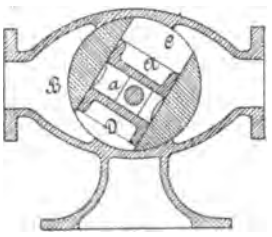


Fig. 471.

Eine Konstruktion, welche auf dem gleichen Grundgedanken beruht, aber eine größere Wasserlieferung der Pumpe ergibt, ist Carl Heinze in Kreibitz-Teichstadt (D.R.P. Kl. 59a, Nr. 118066) patentiert.

Gebr. Ritz & Schweizer in Schwäbisch-Gmünd bauen Pumpen (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 18185), bei welchen die Kolben a und b (vergl. Fig. 472 bis 474) drehbar um Zapfen c angebracht sind und von der aus einem Stück hergestellten, aus einem Kern A und aus einem Ring B bestehenden, mit der Antriebswelle C fest verbundenen Walze mitgenommen werden. In den Hohlraum der Walze ragt das feststehende, am Deckel D des Gehäuses durch einen Bolzen befestigte Abschlußstück E. Wird nun die Walze mit den Kolben von rechts nach links gedreht, so erfolgt wegen der zwischen dem Kolben b und dem Abschlußstück E entstehenden Raumvergrößerung Ansaugen aus dem dort im Deckel mündenden Saugrohr F, während der Kolben a die Druckwirkung nach dem zwischen ihm

und dem Abschlußstück gleichfalls im Deckel mündenden Druckrohr G ausübt. Damit nun die Kolben an dem Abschlußstück vorbeikommen und nach Verlassen desselben sich wieder in die gezeichnete Stellung drehen, sind an ihren Drehachsen daumenartige Verstellstücke d und an dem Deckel H feststehende Führungsteile e und f angebracht. Infolge An-

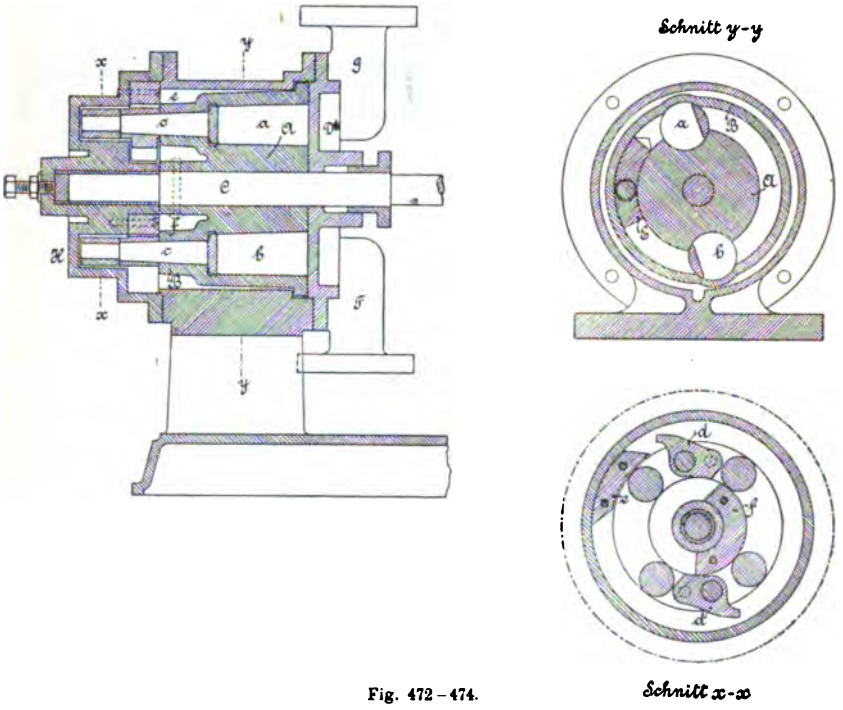


Fig. 472–474.

stoßens des Daumens d an das Stück e wird der Kolben a so verdreht, daß er sich in den Walzenkern A legt; sobald dann der Daumen gegen den Führungsteil f trifft, erfolgt das Zurückdrehen des Kolbens. Diese Pumpe wird für 40 bis 70 Umdrehungen in der Minute und für Fördermengen von 0,5 bis 12 l bei je einer Umdrehung gebaut, dabei kann die Förderhöhe bis zu 25 m betragen.

2. Die Welle ist exzentrisch zum Gehäuse gelagert.

a) Mehrere als Verdränger wirkende Platten oder Zylinder sind in einer auf der Triebwelle befestigten Walze radial verschiebbar.

Ein Beispiel hierfür zeigen die Fig. 475 und 476, welche einer Ausführung nach der Angabe von P. Samain (erlosch. D.R.P. Kl. 59,

Nr. 1549) nachgebildet sind. Die Platten A werden in der Walze radial geführt und stoßen mit die Welle quer durchdringenden Zapfen a gegeneinander. Damit bei der Bewegung der Platten keine Zusammenpressung, bezw. Ausdehnung der Luft in den Führungsschlitzen erfolgt, sind diese

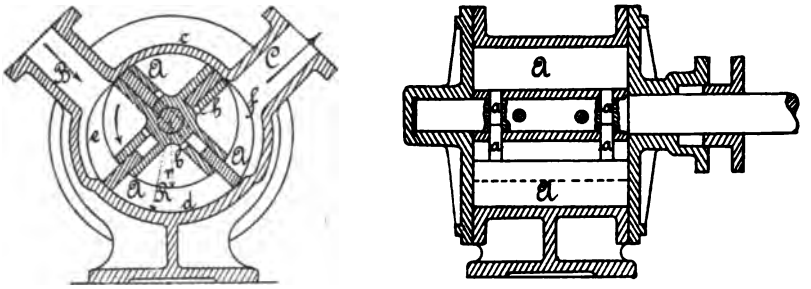


Fig. 475 u. 476.

seitlich mit den Pumpenräumen durch Löcher b in Verbindung gebracht. Die Teile c und d der Gehäusewandung sind konzentrisch zur Welle gebildet, so daß sich die Platten in ihren Führungen während der Druck- und Saugwirkung nicht verschieben; zwischen den genannten Wandungsteilen liegen die Mündungen B und C des Saug- und Druckrohres, und seitlich dieser Kanäle sind Leisten e und f angeordnet, welche die Platten führen.

Die Darstellung einer solchen Pumpe von vollkommenerer konstruktiver Durchbildung gibt die Abhandlung von Kammerer in der Zeitschrift d. Ver. deutsch. Ing. 1905 S. 1040.

Bei der von Morin angegebenen Einrichtung (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 12137) sind an Stelle der ebenen, radial geführten Platten zylindrische Körper verwendet, welche in Aussparungen einer von der Welle gedrehten, exzentrisch im Gehäuse gelagerten Walze liegen und durch den Flüssigkeitsdruck angepreßt auf der Gehäusewand rollen.

b) Die als Verdränger wirkenden Körper sind in einer auf der Triebwelle befestigten Walze drehbar gelagert.

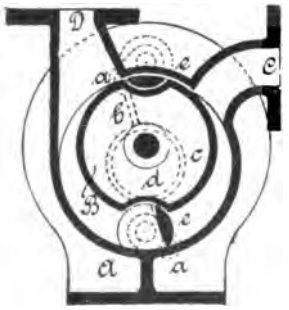


Fig. 477.

Bei der in Fig. 477 dargestellten Pumpe von Karl Neubecker in Offenbach a. M. (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 70123) werden die als Zylinderabschnitte gestalteten Verdränger e dadurch gedreht, daß sie in Zapfen gelagert sind, welche durch aufgesetzte kleine Kurbeln a eine schwingende Bewegung erhalten. Dies erfolgt dadurch, daß die Kurbeln a mit Stangen b verbunden sind, welche fest an einem Ringe c sitzen, der sich zentrisch zum Gehäuse A auf einer Nabe d dreht. Die Zapfen der Kurbel-

achsen drehen sich mit der exzentrisch zum Gehäuse A angebrachten und in Drehung versetzten Walze B. Diese berührt dabei stetig das Gehäuse zwischen den Mündungen des Saugrohres C und des Druckrohres D, bildet also den Abschluß zwischen denselben.

Pumpen mit zwei parallelen Wellen.

Die Pumpen dieser Gruppe besitzen zwei mittelst Stirnrädergetriebe in Drehung versetzte, verzahnte Körper, durch deren Zusammenarbeiten die Saug- und die Druckwirkung, wie auch die Abdichtung zwischen Saug- und Druckraum erfolgt. Hierbei sind entweder beide Körper von gleicher Form und wirken in gleicher Weise, oder sie haben verschiedene Gestalt und es hat der eine Körper die Aufgabe der Flüssigkeitsförderung, während der andere als Steuerungsorgan wirkt, indem er lediglich zur stetigen Abdichtung zwischen Saug- und Druckraum dient.

Die Pumpe von Repsold (Fig. 478) hat zwei einzähnige Räder. Die Zahnlinien sind außerhalb der Teilkreise T als Aufradlinien, innerhalb derselben als Inradlinien, erzeugt durch Wälzen der gleichgroßen Rollkreise W auf und in den Teilkreisen T, zu gestalten. Die Zahnfüße werden dabei, soweit sie nicht zum Eingriff gelangen, nach der Bahn der Zahnkopfspitzen geformt. Die Formung der Zähne läßt sich auch so einrichten, daß die Zahnkopfform angenommen wird, z. B. nach einer in den zylindrischen Zahnscheitel stetig übergehenden Kurve, und hieraus mit Hilfe der Verzahnungslehre die umhüllende Zahnfußlinie gezeichnet wird.

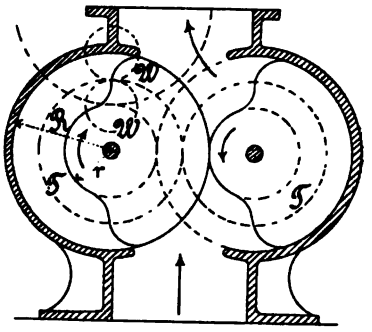


Fig. 478.

Die von Henry angegebene, in Fig. 479 und 480 dargestellte Pumpe enthält zwei einzähnige Räder, deren Zahnprofile nach der bei Rollung der punktierten Teilkreise entstehenden Bahn der Zahnspitzen gestaltet sind. Die Zahnspitzen a werden abgekantet, so daß nur in einer einzigen Stellung die Flüssigkeit zwischen den Zahnflanken eingeklemmt wird, vor- und nachher aber aus diesem Raum entweichen kann, allerdings nur durch einen engen Spalt, wobei sie stark beschleunigt werden muß.

Mit zwei zweizähnigen Rädern ist die Pumpe von Root, Fig. 481 bis 483 ausgerüstet. Die Zahnkopflinie wird als Kreisbogen gebildet und die des Zahnfußes entsprechend geformt, oder es wird diese theoretische Gestaltung behufs leichterer Herstellung durch einige Kreisstücke ersetzt und der Zahnkopf nicht vollständig ausgeführt, sondern nur der Scheitel.

Root hat hierfür folgende Formung angegeben (vgl. Fig. 483). Es werden die beiden gleich großen Teilkreise T vom Durchmesser D und aus

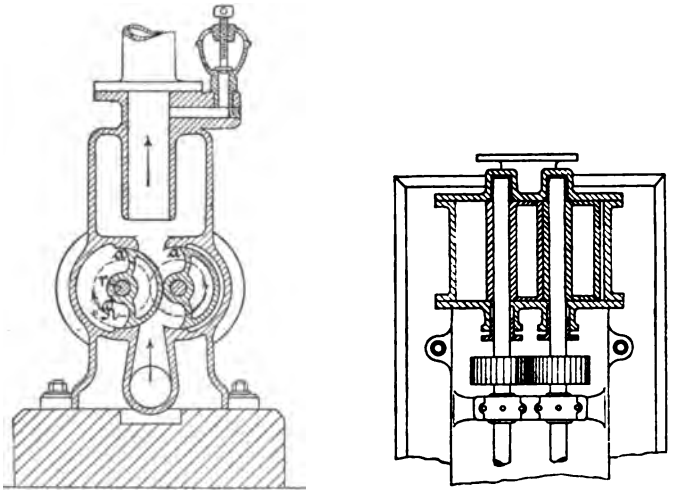


Fig. 479 u. 480.

gleichen Mittelpunkten Hilfskreise H vom Durchmesser $D_1 < D$, etwa $= {}^{11}/_{12}\,D$, gezeichnet; hierauf jeder Kreis durch Radien in acht gleiche Teile geteilt und von den Punkten a aus auf dem kleineren Kreise mit der

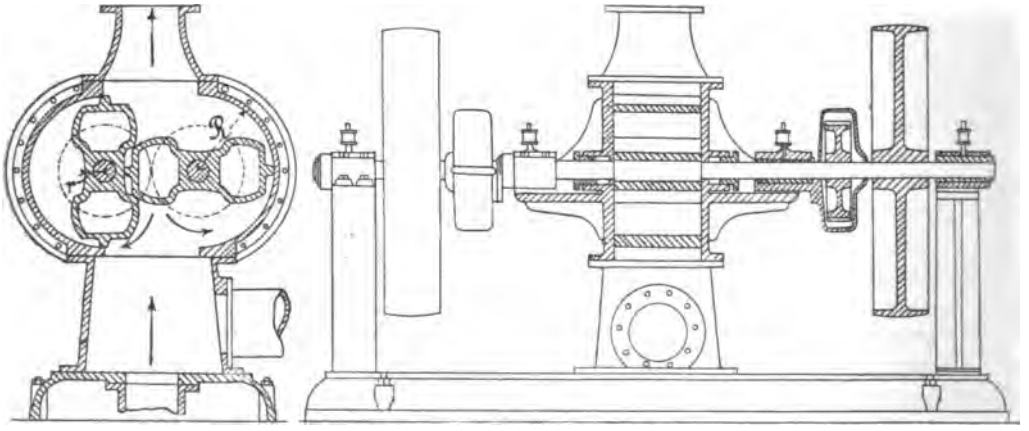


Fig. 481 u. 482.

Strecke $D-D_1$ die Punkte b abgeschnitten; die Zahnlinie wird dann aus drei Kreisbögen zusammengesetzt, von welchen der eine aus dem Mittel-

punkt b mit dem Halbmesser bc, der andere aus einem auf dem kleineren Kreise lagernden Mittelpunkte d mit dem Halbmesser de $= {}^2/_3 (D—D_1)$, der dritte Kreis aus dem Mittelpunkt f mit dem Radius bc so beschrieben wird, daß seine Verlängerung durch den Punkt e geht. Die beiden zuletzt gezeichneten Kreisbögen werden durch eine kleine Kurve ineinander übergeführt. Andere Formungen sind im Engineer 1886 S. 122 und 324 angegeben; sie haben den Zweck, die notwendige Bearbeitung der Zahnlinie auf das leicht genau herstellbare Zylinderstück zu beschränken, während bei der richtigen Zahnform die ganze Flanke genau bearbeitet werden muß. Der Zahnscheitel wird hierbei gewöhnlich in der durch Fig. 481 dargestellten Gestalt ausgeführt, bei welcher ein Teil des Kopfes weggenommen ist. Am äußersten Punkte wird ein

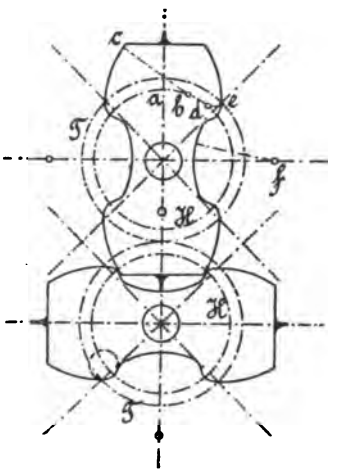
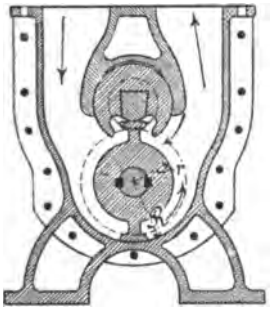


Fig. 483.



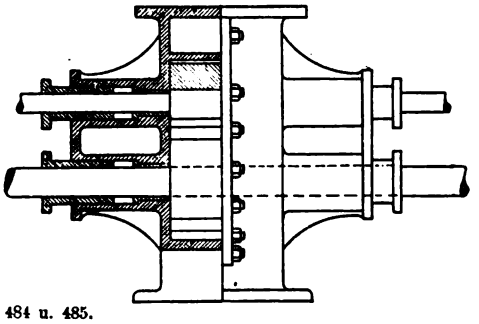


Fig. 484 u. 485.

Lederstreifen angeschraubt, der sich gegen die Gehäusewandung dicht legt.

Bei der in Fig. 484 und 485 dargestellten Pumpe von Greindl arbeitet ein einzähniges Rad mit einem zweizähnigen zusammen. Die Durchmesser der Teilkreise verhalten sich wie 1 : 2; es macht daher das größere Rad eine Umdrehung, wenn das kleine zwei macht. Die Formung der Zahnlinien ist in Fig. 486 verdeutlicht. Bei der Rollung der Teilkreise T und T' auf-

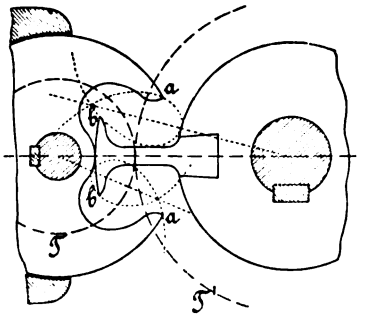


Fig. 486.

einander beschreiben die Punkte a und b verlängerte Aufradlinien, die in der Figur punktiert angegeben sind. Die wirklich ausgeführten Zahnlinien sind jedoch nicht nach diesen Kurven gestaltet, sondern bleiben hinter denselben. Die Zahnspitzen werden abgekantet oder abgerundet.

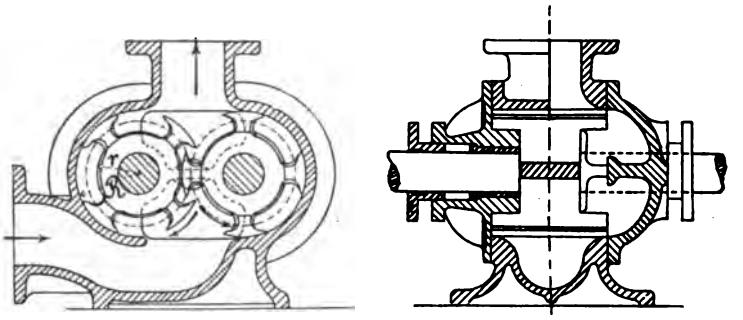


Fig. 487 u. 488.

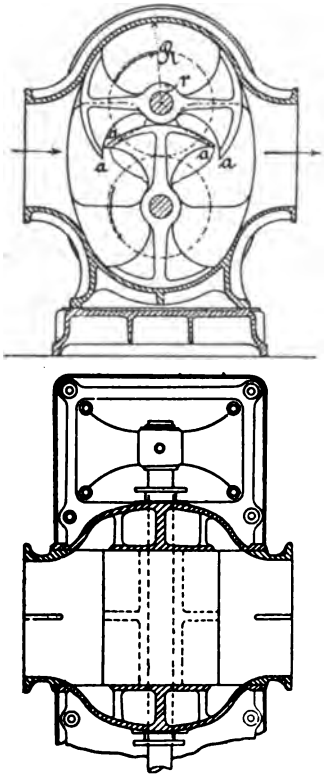


Fig. 489 u. 490.

Die Ausführung einer Greindlpumpe mit zwei vierzähnigen Rädern von gleicher Gestalt zeigen die Fig. 487 und 488. Um den Arbeitsverlust zu vermindern, welcher dadurch entsteht, daß die zwischen den Zähnen eingeschlossene Flüssigkeit in einer bestimmten Stellung nur einen engen Spalt zum Ein- bezw. Austreten hat und deshalb stark beschleunigt werden muß, sind die Deckel des Pumpengehäuses mit Ausbuchtungen versehen, so daß die Flüssigkeit auch seitlich in der Richtung der Achse aus- bezw. eintreten kann.

Diese seitlichen Kammern sind durch eine horizontale Scheidewand, deren Stirnfläche so geformt ist, daß keine Verbindung zwischen Saug- und Druckraum entsteht, in zwei Hälften geteilt, welche ihrerseits mit dem Saug- bezw. Druckraum in Verbindung sind. Eine andere von Greindl angegebene Pumpenkonstruktion ist in Fig. 489 und 490 dargestellt. Wegen des engen Durchgangsquerschnittes zwischen den Zahnspitzen a (s. Fig. 489) sind auch hier seitliche Kammern vorgesehen.

Bei sämtlichen vorstehend beschriebenen Konstruktionen von Pumpen mit zwei Wellen findet die gegenseitige Berührung der beiden Drehkörper, also die Abdichtung zwischen Saug- und Druckraum nach einer Linie, nicht nach einer Fläche statt. Eine geringfügige Abnützung oder eine kleine Ungenauigkeit in der Ausführung hat daher einen nicht unbedeutenden Verlust an der Pumpenlieferung durch Rückfluß zur Folge. Wesentlich günstiger liegen in dieser Hinsicht die Verhältnisse bei den folgenden Konstruktionen, insofern dieselben Flächendichtung besitzen. Das diesen Pumpen gemeinsame Konstruktionsprinzip besteht darin, daß durch die Anordnung eines im Mittelpunkte des Pumpengehäuses feststehenden Kernes ein ringförmiger Raum zwischen diesem Kern und der Gehäusewand geschaffen ist, in welchem sich mehrere Verdränger (Drehkolben) hintereinander herbewegen, indem dieselben an einer von der Triebwelle der Pumpe gedrehten Scheibe befestigt sind. Die Berührung dieser Drehkolben mit der Gehäusewand und der Mantelfläche des Kerns findet in breiten Flächen statt. Andererseits wird die Abdichtung zwischen Saug- und Druckraum durch eine sich drehende Walze, welche in einem zylindrischen Anguß an dem Gehäuse untergebracht und für den Durchtritt der Kolben beim Übergang vom Druckraum in den Saugraum mit Aussparungen versehen ist, ebenfalls durch Flächen bewirkt. Die Drehung dieser Walze geschieht in den meisten Fällen durch ein außerhalb des Pumpengehäuses angebrachtes Stirnrädergetriebe. Da die Steuerwalze nur ein Abschlußorgan darstellt und an der Förderung nicht teilnimmt, so hat das Zahnrädergetriebe außer zur Überwindung der Reibungswiderstände ein Arbeitsmoment nicht zu übertragen, es arbeitet daher mit sehr geringer Belastung, also unter wesentlich günstigeren Bedingungen als bei den vorstehend beschriebenen Konstruktionen, bei welchen die beiden Drehkörper im Gehäuse in gleichem Maße an der Flüssigkeitsförderung beteiligt sind.

Die älteste der zu dieser Pumpengruppe gehörigen Konstruktionen ist die in Fig. 491 und 492 dargestellte Rotationspumpe der Firma Karl Enke in Schkeuditz bei Leipzig. Eine in der Mitte des Gehäuses, auf der Antriebwelle sitzende, verzahnte Platte S trägt auf jeder Seite drei Kolben K, welche die Flüssigkeit durch den ringförmigen Raum R von der Saugseite nach der Druckseite schieben. Die durch ein außerhalb des Gehäuses liegendes Stirnrädergetriebe gedrehte Steuerwalze W besitzt drei Aussparungen, durch welche die Kolben frei, d. h. ohne daß sie mit den Kanten der Walze in Berührung kommen, hindurch gehen. Die Steuerwalze bildet einen über die ganze Breite des Gehäuses sich erstreckenden Zylinder, welcher durch seine Berührung einerseits mit der zylindrischen Gehäusewand, andererseits mit dem in seinem unteren Teile kreisbogenförmig ausgeschnittenen, feststehenden Kern M die Abdichtung zwischen Saug- und Druckraum bewirkt. In ihrer Mitte ist die Walze, der Verzahnung der kolbentragenden Platte entsprechend, ausgespart, so dass in

dem mittleren Teile eine gegenseitige Abwickelung der beiden Drehkörper stattfindet. Die beiden Wellen werden von langen, mit Ringschmierung versehenen Lagern getragen und sind durch Stopfbüchsen abgedichtet,

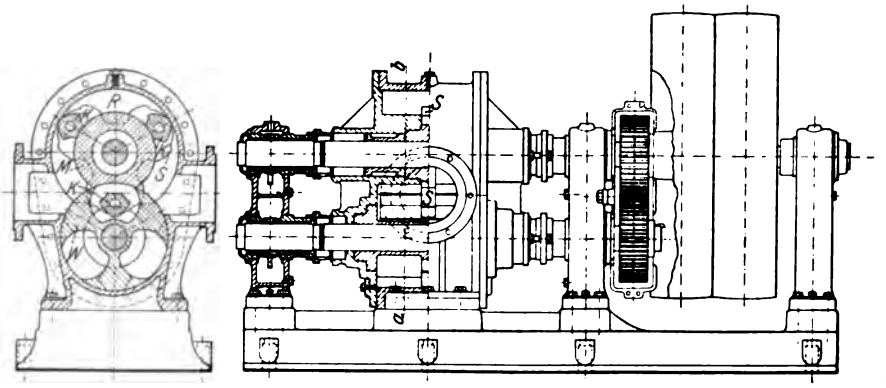


Fig. 491 u. 492.

deren der Firma patentierte Konstruktion ein Schiefziehen unmöglich macht. Eine Reibung der aneinander vorbeigleitenden Teile in den Dichtungsflächen infolge von Durchbiegung der Wellen ist dadurch ausgeschlossen, daß die Naben der beiden Drehkörper unmittelbar im Gehäuse abgestützt sind, eine Durchbiegung der Wellen durch das Gewicht der Drehkörper oder den auf diesen lastenden Flüssigkeitsdruck also nicht vorhanden ist. Diese Pumpen werden für eine minutliche Lieferung von 0,05 bis 12,0 cbm mit 160 bis 50 Umdrehungen bei dünnen Flüssigkeiten und von 0,03 bis 8,5 cbm mit 110 bis 35 Umdrehungen bei dicken Flüssigkeiten gebaut.

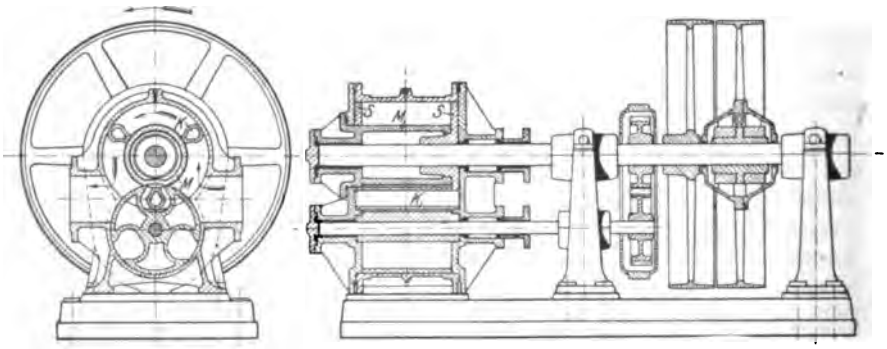


Fig. 493 u. 494.

Bei der in Fig. 493 und 494 veranschaulichten Kapselpumpe der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei in Penig i. S.

sind die Drehkolben K an ihren Enden durch zwei im Gehäuse geführte kreisrunde Scheiben S miteinander verbunden, wobei die eine Scheibe mittelst Nabe auf der Triebwelle befestigt ist. Der zylindrische Kern M, um welchen sich die Kolben drehen, ist mit dem linken Gehäusedeckel zusammengegossen. Die Wellen sind beiderseits von Büchsen getragen. Diese Pumpen werden für eine minutliche Lieferung von 0,025 cbm bei 200 Umdrehungen, bis 15,0 cbm bei 65 Umdrehungen gebaut. Nach Angabe der Firma kann die Förderhöhe 60 m, eventuell noch mehr, bei guter Leistung betragen.

Die Kreiskolbenpumpe, Fig. 495 und 496, der Firma C. H. Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz besitzt drei Drehkolben K, welche von einer in der Mitte des Gehäuses angeordneten, kreisrunden Scheibe S getragen sind. Die Steuerwalze von verhältnismäßig sehr großem Durchmesser hat vier große Kammern H, durch welche die Kolben mit reichlichem Spielraum hindurchtreten, unter gleichzeitigem Abschlusse der Druck- von der Saugseite durch die Kanten der Walze (vergl. Fig. 495).

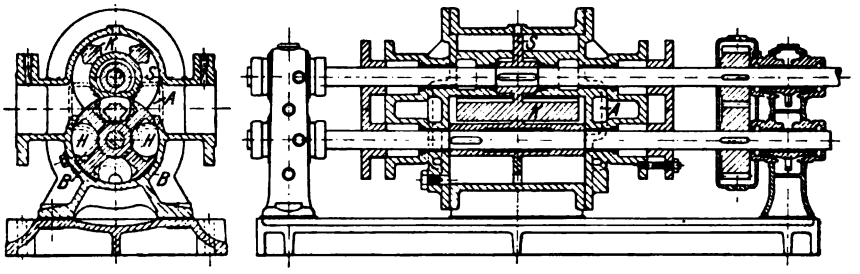


Fig. 495 u. 496.

Beim Eintreten des Kolbens in die Kammer wird ein Teil der Flüssigkeit aus dieser verdrängt. Um dieser Flüssigkeitsmenge einen reichlichen Austrittsquerschnitt zu verschaffen, sind ähnlich wie bei der Greindlpumpe in den beiden Gehäusedeckeln seitliche Ausbuchtungen A angebracht, so daß die Flüssigkeit auch auf den beiden Stirnseiten aus den Kammern H austreten, bezw. wenn der Kolben die Kammer verläßt, in diese eintreten kann. Die Aussparungen B in der unteren Zylinderwand dienen zur Entlastung der Steuerwalze. Sie sind durch Kanäle, welche sich ebenfalls in den Deckeln befinden, mit den gegenüberliegenden Druckflächen in Verbindung gesetzt und erhalten dadurch den gleichen Druck wie diese. Die Antriebswelle ist durch vier, die Welle der Steuerwalze durch zwei im Gehäuse eingesetzte Büchsen getragen. Die Pumpen werden von der genannten Firma in Größen für eine Lieferung von 0,08 cbm pro Minute bei 250 Umdrehungen, bis 14,0 cbm pro Minute bei 60 Umdrehungen, Wasser als Förderflüssigkeit angenommen, zur Ausführung gebracht. Die Umdrehungszahl kann um 50 % höher oder niedriger als die angegebene

gewählt werden. Als oberste Grenze der Förderhöhe wird für Dauerbetrieb bei kleinen Pumpen 30 m, bei den größeren 40 m, für zeitweisen Betrieb (Springbrunnen, Feuerspritzen) 70 m angegeben. Bei Förderhöhen über 30 m wird das Hintereinanderschalten zweier gleich großen Pumpen empfohlen.

Bei der Konstruktion der Rotationspumpe von F. H. E. Lehmann, Ingenieur in Eilenburg, Prov. Sachsen, ist der Vermeidung von Wirbelbildungen und Stössen beim Durchgang der Flüssigkeit durch das Pumpengehäuse in besonderer Weise Rechnung getragen. Der Konstruktion liegt folgender Gedanke zugrunde:

Beim Eintritte des Kolbens in die Steuerkammer (s. Fig. 497) wird die Flüssigkeit aus letzterer vom Kolben verdrängt und muß, da ihr nur ein kleiner Spalt für den Austritt zur Verfügung steht, stark beschleunigt werden, wodurch Ungleichmäßigkeit der Flüssigkeitsbewegung verbunden

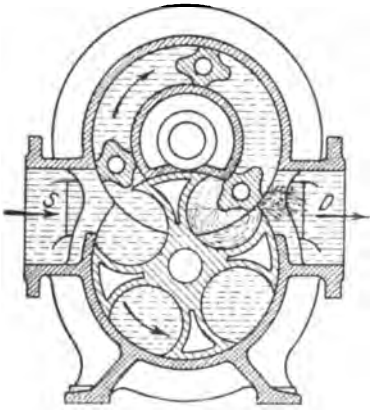


Fig. 497.

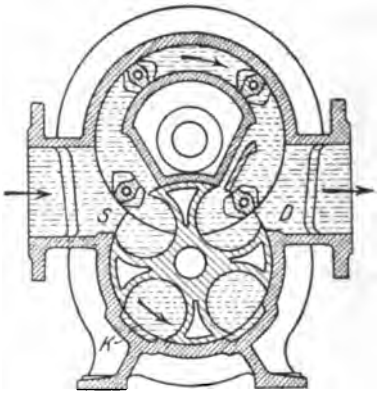


Fig. 498.

mit Stoß hervorgerufen wird. In ähnlicher Weise muß beim Austritt des Kolbens aus der Kammer der vom Kolben freigemachte Raum mit Flüssigkeit angefüllt werden. Bei großen Umdrehungszahlen liegt hierbei die Gefahr vor, daß der Druck im Saugraum nicht genügt, um der Flüssigkeit die nötige Eintrittsgeschwindigkeit zu verleihen, so daß in der Steuerkammer ein Vakuum entsteht, welches in der Folge unter Entstehung von Wasserschlag ausgefüllt wird. Um diese Übelstände zu vermeiden und selbst bei hoher Umdrehungszahl eine stoßfreie Bewegung der Flüssigkeit zu erzielen, ist bei der Lehmannpumpe der Kern, um welchen die Drehkolben kreisen, mit Kanälen (Fig. 498, rechts) oder Aussparungen (Fig. 498, links) versehen. Dadurch ist erreicht, daß die Flüssigkeit zu beiden Seiten der Kolben in die Kammer ein- bezw. aus ihr ausströmen kann, ohne daß Wirbelbildung und starke Geschwindigkeitsänderung entsteht.

Die Figuren 499 und 500 zeigen eine große Lehmann-Pumpe für normal 29,24 cbm pro Minute bei 68 Umdrehungen, maximal 34,40 cbm bei 80 Umdrehungen in einer Ausführung der Wilhelmshütte, Aktiengesellschaft für Maschinenbau und Eisengießerei in Eulau-Wilhelmshütte.

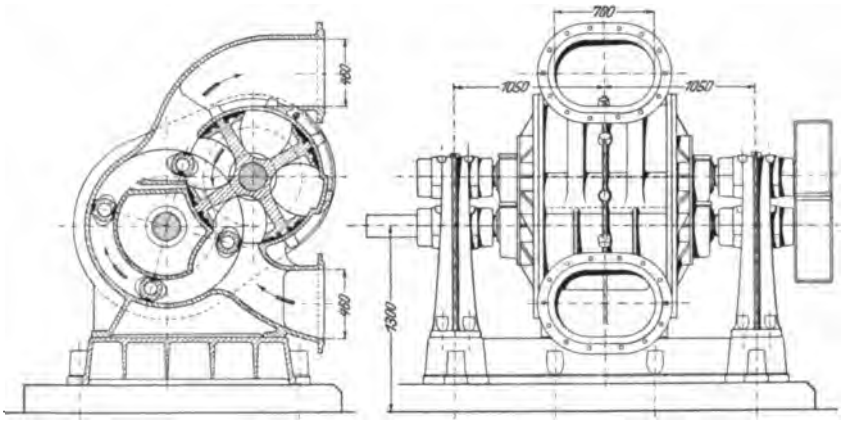


Fig. 499 u. 500.

Die vier Drehkolben sind ebenso wie die Steuerwalze mit auswechselbaren Dichtungsplatten versehen. Zur Entlastung der Steuerwalze ist in deren Gehäuse eine Aussparung angebracht.

Bei der Sichelpumpe von A. Freundlich in Düsseldorf (D.R.P. Kl. 59e, Nr. 156261) Fig. 501 bis 504 liegt der Mittelpunkt

Fig. 503.

Fig. 504.

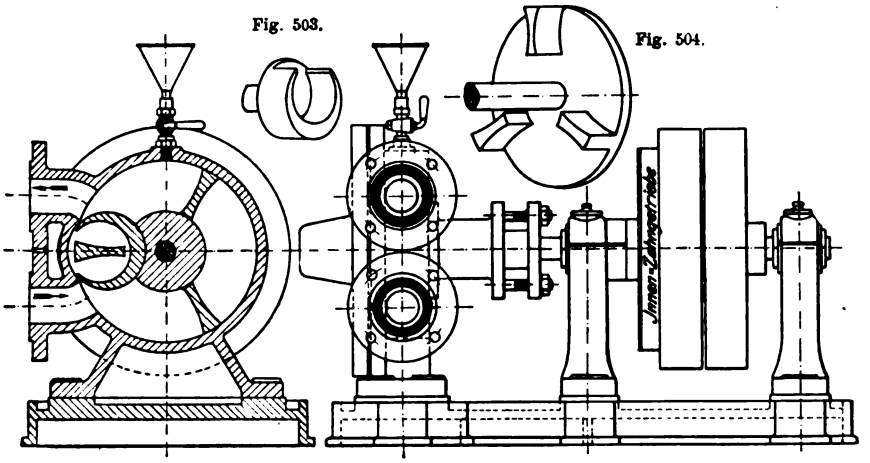


Fig. 501.

Fig. 502.

der Steuerwalze innerhalb des von den Flügeln (Kolben) beschriebenen Raums. Die Steuerwalze ist als Hohlkörper von sichelförmiger Gestalt

(Fig. 503) ausgeführt, sie wird durch ein Getriebe mit Innenverzahnung, welche in Ölbad läuft, von der Antriebwelle der Pumpe in gleichem Sinn wie die Flügelscheibe gedreht und macht während einer Umdrehung der letzteren ebensoviele Umdrehungen, als Flügel vorhanden sind, wobei sie sich beim Übergang der Flügel vom Druckraum in den Saugraum um diese herumdreht. Da ein besonderes Gehäuse für die Steuerwalze nicht erforderlich ist und die letztere sehr kleine Abmessungen erhält, so besitzt die Pumpe einen außerordentlich gedrängten Bau, ihre Anordnung verlangt aber, daß die Steuerwalze auf ihrer Welle fliegend angebracht wird. Die Pumpen werden für eine minutliche Lieferung von 0,13 bis 2,03 cbm bei 160 bis 110 Umdrehungen für dünne Flüssigkeiten und von 0,08 bis 1,66 cbm bei 120 bis 80 Umdrehungen für dicke Flüssigkeiten ausgeführt.

Zu der gleichen Pumpengruppe gehört auch die Rotationspumpe von Selwig & Lange in Braunschweig (Fig. 505 und 506). Die Antriebwelle trägt eine Scheibe mit 6 Kolben; eine im Raume innerhalb der kreisenden Kolben liegende Steuerwalze mit 3 Kammern wird von den Kolben unmittelbar durch Mitnahme in Drehung versetzt. Die Pumpe

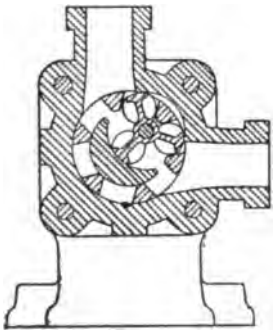


Fig. 505.

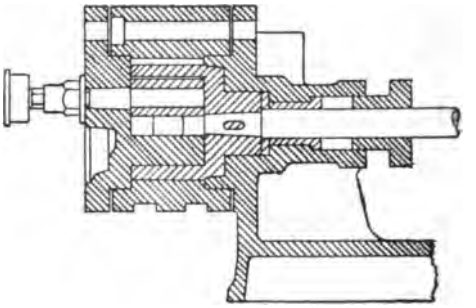


Fig. 506.

wird für eine minutliche Fördermenge von 0,08 bis 0,64 cbm bei 200 bis 90 Umdrehungen gebaut. Nach Angabe der Firma eignet sie sich hierbei für die Förderung von dünnen Flüssigkeiten auf Höhen bis 15 m, bei größeren Förderhöhen ist die Umdrehungszahl geringer zu nehmen; beim Heben dicker Flüssigkeiten sind Umdrehungszahlen zweckmäßig, die bis auf die Hälfte der angegebenen heruntergehen. Da die im Druckrohr befindliche Flüssigkeit beim Abstellen der Pumpe die Steuerwalze und damit auch die Flügelscheibe zurückzutreiben vermag, wobei dann die Pumpe sich entleeren würde, ist im Saug- oder Druckrohr ein Rückschlagventil anzubringen.

Pumpen mit zwei sich schneidenden Wellen.

Eine Pumpe dieser Art wird nach dem erloschenen Patent von C. Enke (D.R.P. Kl. 59, Nr. 22356) von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei in Penig i. S. für eine minutliche Lieferung von 0,1 cbm bei 250 Umdrehungen (oder 0,2 cbm bei 500 Umdrehungen) bis 2,0 cbm bei 250 Umdrehungen ausgeführt (Fig. 507 bis 511). Die

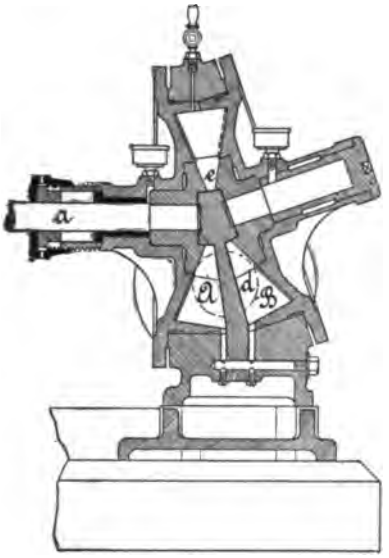


Fig. 507.

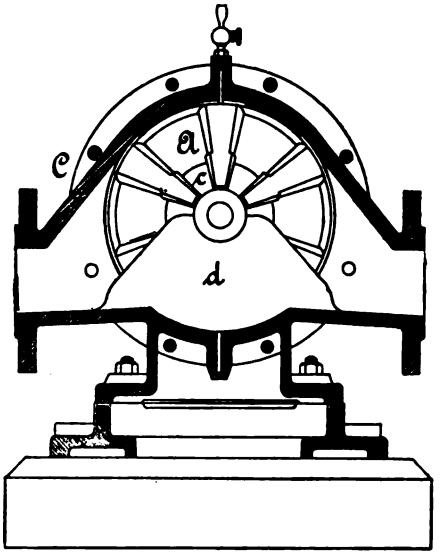


Fig. 508.

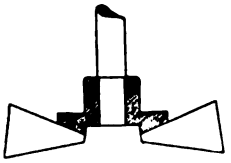


Fig. 509.

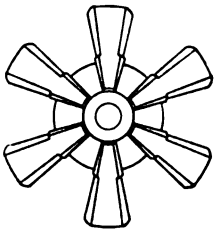


Fig. 510.

Fig. 511.

beiden Kegelräder A und B, deren Form in Schnitt und Ansicht in Fig. 509 und 510 dargestellt ist, sitzen auf sich unter sehr stumpfem Winkel schneidenden Wellen, von welchen a unmittelbar, gewöhnlich durch Riementrieb, gedreht wird, während die andere Welle ihre Bewegung durch Zahneingriff erhält, indem der innere Teil c der Zähne mit richtigen Zahn-

flächen versehen ist, welche sich gegenseitig treiben können. Das Gehäuse C enthält eine Wand d, an welcher die Zähne vorbeischleifen, so daß damit der Abschluß zwischen Saug- und Druckraum erzielt wird. Gegen diese Wand sind die Räder auch dadurch abgedichtet, daß eine keilartige Verdickung e der ersteren in Ausdrehungen der Radnaben sich dicht einlegt. Letztere drehen sich in Aussparungen des Gehäuses. Fig. 511 zeigt, wie die Zähne der Räder A und B ineinandergreifen. Letztere erhalten verhältnismäßig bedeutende Umfangsgeschwindigkeiten, wie aus den oben angeführten Umdrehungszahlen zu entnehmen ist.

Pumpen mit drei parallelen Wellen.

Ein Beispiel für diese Gruppe von Rotationspumpen ist die von der Maschinen- und Armaturfabrik vorm. Klein, Schanzlin und Becker in Frankenthal nach dem Patent von Joh. Klein (D.R.P. Kl. 59, Nr. 80397) gebaute Walzenpumpe Fig. 512. Dieselbe hat eine mit zwei einander diametral gegenüberstehenden Flügeln versehene Förderwalze und zwei mit weiten Ausschnitten für den freien Durchgang der Flügel versehene Steuerwalzen. Während des Durchtritts des Flügels durch eine Steuerwalze wird die Abdichtung zwischen Druck- und Saugraum von der anderen besorgt. Alle drei Walzen haben gleichen Durchmesser und gleiche Umfangsgeschwindigkeit, so daß sie an ihrer gegenseitigen Berührungsstelle nicht aneinander schleifen. Die beiden Steuerwalzen sind durch Aussparung im Gehäuse von einseitigem Flüssigkeitsdruck entlastet. Die Pumpen werden für eine minutliche Lieferung von 0,047 bis 0,667 cbm bei 200 bis 130 Umdrehungen gebaut.

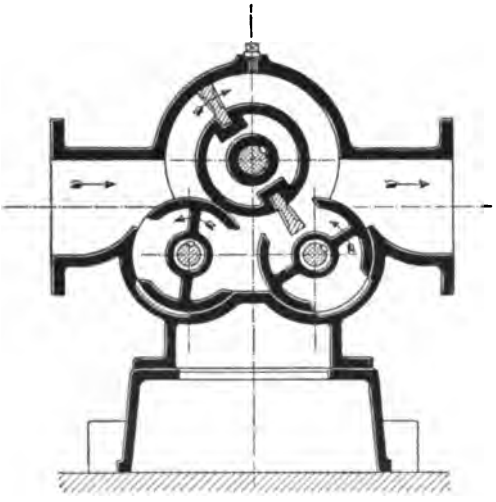


Fig. 512.

Geförderte Flüssigkeitsmenge, Lieferungsgrad, Gesamtwirkungsgrad.

Die Flüssigkeitsmenge, welche theoretisch pro Umdrehung vom Saugraum in den Druckraum gefördert wird, läßt sich für die einzelnen Pumpenarten leicht aus der Zeichnung der Pumpe bestimmen. Die tat-

sächlich geförderte Flüssigkeitsmenge ist kleiner, da die Abdichtung durch Linien oder Flächen, welche sich ohne gegenseitige Pressung berühren, eine unvollkommene ist und infolgedessen ein Rückströmen vom Drucknach dem Saugraum stattfindet. Die hierdurch entstehenden Lieferungsverluste sind teils stetig andauernde und von der Umdrehungszahl unabhängige, teils bei jeder Umdrehung bei gewissen Kolbenstellungen sich wiederholende. Letztere sind im allgemeinen pro Umdrehung um so kleiner, je größer die Umdrehungsgeschwindigkeit der Drehkörper ist, sie wiederholen sich aber in der Zeiteinheit um so öfter, je mehr Umdrehungen die Pumpe macht. Da sich somit der absolute Wert des ganzen Lieferungsverlustes mit der Umdrehungszahl der Pumpe nicht wesentlich ändert, so ist der relative Wert um so kleiner und dementsprechend der Lieferungsgrad der Pumpe um so größer, je mehr die Pumpe fördert, d. h. je größer ihre Umdrehungszahl ist.

Bezeichnet:

M die pro Umdrehung theoretisch geförderte Flüssigkeitsmenge in cbm,

n die Umdrehungszahl der Antriebwelle in der Minute,

$Q = \frac{M \cdot n}{60}$ die theoretisch in der Sekunde verdrängte Flüssigkeitsmenge in cbm,

Q_v die in der Sekunde zurückfließende Flüssigkeitsmenge in cbm,

$Q_e = Q - Q_v$ die tatsächlich geförderte Flüssigkeitsmenge in cbm,

so ist der volumetrische Wirkungsgrad oder der Lieferungsgrad:

$$\mu = \frac{Q_e}{Q} = \frac{Q - Q_v}{Q} = 1 - \frac{Q_v}{Q} = 1 - \frac{60\, Q_v}{M \cdot n} \quad . \; . \; 344$$

d. h. um so größer, je größer die Umdrehungszahl der Pumpe ist.

Von wesentlichem Einfluß auf den Lieferungsverlust ist natürlich auch die Förderhöhe: bei wachsender Förderhöhe wird die rückfließende Flüssigkeitsmenge größer, der Lieferungsgrad der Pumpe nimmt ab.

Zu dem Arbeitsverlust durch Rückfließen infolge von Undichtheit tritt als weiterer Verlust der notwendige Arbeitsaufwand zur Überwindung der hydraulischen Bewegungswiderstände und der Widerstände infolge der gegenseitigen Reibung der bewegten Konstruktionsteile.

Die hydraulischen Widerstände in den Leitungen sind die gleichen wie bei Kolbenpumpen, es kann daher auf die diesbezüglichen Auseinandersetzungen im Abschnitt Kolbenpumpen verwiesen werden. Der Ventilwiderstand ist nicht vorhanden, dagegen entstehen je nach der Pumpenkonstruktion größere oder kleinere Geschwindigkeitsänderungen und damit verknüpfte Widerstände beim Durchgang der Flüssigkeit durch die Pumpe. Nach den Lehren der Hydraulik sind diese hydraulischen Widerstände unabhängig von dem Flüssigkeitsdruck, also der Förderhöhe, sie wachsen

aber beträchtlich mit der Flüssigkeitsgeschwindigkeit, also der Umdrehungszahl der Pumpe.

Die Reibungswiderstände der Konstruktionsteile setzen sich zusammen aus der gegenseitigen Reibung der abdichtenden Flächen, der Zahnreibung der Stirnräder bei Pumpen mit mehreren Wellen, der Lager- und Stopfbüchsenreibung usw. Der absolute Wert der notwendigen Arbeit zur Überwindung dieser Widerstände wächst mit der Umdrehungszahl und mit der Belastung der Getriebewelle, also mit der Förderhöhe.

Aus dem Vorstehenden geht hervor, daß Umdrehungszahl und Förderhöhe die einzelnen Arbeitsverluste in verschiedener Weise beeinflussen. Im allgemeinen wird es zutreffen, daß die Gesamtsumme der Arbeitsverluste mit der Umdrehungszahl und Förderhöhe wächst. Da aber gleichzeitig auch die Leistung der Pumpe zunimmt, so kann der relative Wert der Arbeitsverluste trotzdem kleiner oder der Gesamtwirkungsgrad, welcher gleich dem Verhältnis der Nutzarbeit zur Antriebsarbeit ist, größer sein.

Die rechnungsmäßige Ermittelung der Arbeitsverluste im einzelnen wie auch in ihrer Gesamtheit ist nicht möglich, es sind daher die günstigsten Arbeitsbedingungen für eine bestimmte Pumpenkonstruktion auf dem Versuchswege zu ermitteln. Eine diesbezügliche Abhandlung von großem Wert befindet sich in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905 S. 1040 (Kammerer, Versuche mit einer schnelllaufenden Kapselpumpe).

Solange nicht weitere durch zuverlässige Versuche ermittelte Werte über den Gesamtwirkungsgrad der Rotationspumpen bekannt gegeben sind, dürfte derselbe unter günstigen Verhältnissen zu 0,6 bis 0,75, bei großen Pumpen unter Umständen noch wesentlich höher, anzunehmen sein.

Die notwendige Antriebsarbeit N der Pumpe in Pferdestärken ergibt sich aus:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q_e H}{\eta \cdot 75} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 345$$

oder der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{\gamma Q_e H}{75 N} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 346$$

wenn γ das Gewicht eines cbm der Förderflüssigkeit in kg, H die Summe der Saug- und der Druckhöhe ausschließlich den Widerständen in m bezeichnet.

Das an der treibenden Welle auszuübende Drehmoment ist bestimmt durch:

$$M_d = 71\,620 \frac{N}{n} \text{ cm/kg} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 347$$

Ausführung, Betrieb und Verwendung.

Die Ausführung der Pumpengehäuse und Drehkörper erfolgt in der Regel ganz in Eisen, oder diejenige des Gehäuses in Eisen, der Drehkörper

in Bronze. Wenn die chemischen Eigenschaften der Förderflüssigkeit die Verwendung von Eisen nicht gestatten, wird die Pumpe ganz in Bronze, unter Umständen in Hartblei hergestellt. Um einen ruhigen, stoßfreien Gang zu erzielen, werden die Zahnräder der mehrachsigen Pumpen mit kleiner Teilung, zuweilen auch als Pfeilräder ausgeführt. Der Bemessung und Lagerung der Wellen ist die größte Beachtung zu schenken, bei den besseren Ausführungen werden meist Ringschmierlager von großer Länge vorgesehen. Die Abdichtung geschieht durch Stopfbüchsen mit Hanf- oder Baumwoll-, seltener Metallpackung. Um das Einsaugen von Luft zu verhüten, können die Stopfbüchsen mit einem Gehäuse umgeben und unter Wasser gesetzt werden.

Bei Pumpen, welche eine gleichmäßige Förderung ergeben, kann die Umdrehungszahl ziemlich hoch genommen werden, was aber wegen der Abnützung und der damit verbundenen, allmählichen Verminderung des Wirkungsgrades infolge von Undichtheit nicht von Vorteil ist. Bei den gebräuchlichen Ausführungen liegen die Umdrehungszahlen zwischen 250 bei den kleinen und 50 bei den größten Pumpen, während bei den ganz kleinen Modellen bis 400 und 500 Umdrehungen gegangen wird. Die Rotationspumpen sind daher hauptsächlich für Riemenantrieb geeignet. Bei elektrischem Antrieb wird meist ein Zahnrädervorgelege angeordnet. Die Saugleitung wird in der Regel mit einem Fußventil und einer Auffüllvorrichtung versehen, es sind dann Saughöhen von 7 bis 8 m bei kaltem Wasser erreichbar. Heiße und kochende Flüssigkeiten können ebenso wie bei Kolbenpumpen nicht gesaugt werden, sie müssen der Pumpe zulaufen. Als geeignete Druckhöhe kann durchschnittlich 30 bis 40 m angenommen werden. Windkessel sind bei vielen, aber nicht bei allen Konstruktionen entbehrlich. Die Fördermenge kann in einfachster Weise durch Änderung der Umlaufszahl, wo dies nicht angängig ist, nicht etwa durch Drosselung in der Saug- oder Druckleitung, sondern durch eine Umlaufleitung, welche die Druck- mit der Saugseite verbindet und mit einem Hahn, Schieber oder Ventil versehen ist, geändert werden.

Vermöge des Umstandes, daß die Rotationspumpen sich nicht nur für dünne, sondern im Gegensatz zu den Ventilpumpen auch für dicke und breiige Flüssigkeiten und solche mit Beimengungen aller Art sehr gut eignen, ist ihr Verwendungsgebiet in der Industrie ein außerordentlich großes. Für Flüssigkeiten, welche harte Teilchen, wie Sand, mit sich führen, eignen sich die Rotationspumpen wegen des zu rasch eintretenden Verschleißes der Dichtungsflächen und des dadurch entstehenden großen Lieferungsverlustes nicht.

IV. Schraubenkolbenpumpen.

Die Verwendung von Kolben, welche geradlinig hin und her bewegt und gleichzeitig gedreht werden, also eine schraubenförmige Bewegung machen, ist öfters vorgeschlagen worden und zwar zu dem Zweck, die Anbringung besonderer Ventile zu sparen und die rechtzeitige Öffnung und Abschließung der Einmündungen des Saug- und des Druckrohres in den Zylinder durch den Kolben selbst zu erhalten; in der Anwendung aber haben die Pumpen manche Mängel gezeigt, so daß sie nur selten ausgeführt werden. Wilhelm Weyhe hat die in Fig. 513 und 514 ver-

Fig. 513.

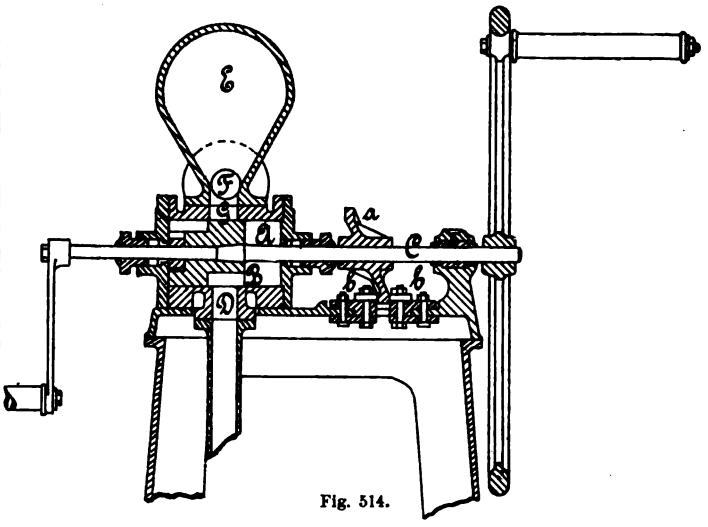


Fig. 514.

anschaulichte Pumpenanordnung angegeben (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 960 Nr. 2195 und Nr. 7176). In dem Zylinder A wird ein Kolben B derart, bewegt, daß er sich geradlinig verschiebt und dabei zugleich dreht. Es ist dies dadurch erzielt, daß der Kolben fest auf einer Welle C sitzt, die in Drehung versetzt wird, und eine auf C befestigte schräge Scheibe a sich mit ihrem Rand zwischen zwei am Gestell gelagerten Röllchen b bewegen

muß. Es macht dann der Kolben bei einem Hin- und Rückgang eine Umdrehung und öffnet bezw. schließt hierbei abwechselnd die Einmündung D des Saugrohres und die nach dem Druckwindkessel E bezw. der Druckleitung F führende Öffnung G der Zylinderwandung. Hierzu ist der eingeschliffene Kolben B mit Ausschnitten versehen, die aus dem Querschnitt Fig. 513 ersichtlich sind.

Die vorbesprochene Pumpe hat den Übelstand, daß bei der gleichzeitig geradlinigen und drehenden Bewegung der Kolbenwelle die Stopfbüchsen am Zylinder schwer dicht zu halten sind und aus gleichem Grund die Anordnung des Antriebes gelegentlich unbequem wird. Von französischen Fabrikanten ist eine Pumpe in den Handel gebracht worden (vgl. Génie civil 1888 S. 388), bei welcher die genannten Übelstände dadurch vermieden sind, daß die Welle sich nicht verschiebt. Die gleiche Einrichtung hat sich Jacobs in Deutschland patentieren lassen (erlosch. D. R. P. Kl. 59, Nr. 43403); sie ist in Fig. 515 und 516 verdeutlicht.

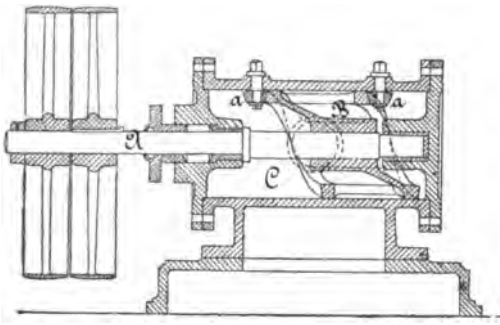


Fig. 515.

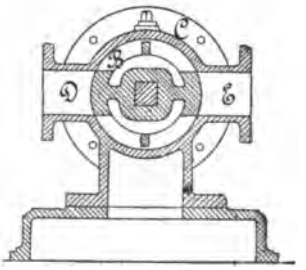


Fig. 516.

Die durch Riementrieb bewegte Kolbenwelle A trägt lose einen Kolben B, der sich auf ersterer verschieben kann, aber mit ihr drehen muß. Dieser Kolben besteht aus einem Hohlzylinder, der durch eine schräge Wand mit der Nabe verbunden ist und mit seinen schraubenförmig gestalteten Enden zwischen zwei am Zylinder C befestigten Röllchen a gleiten muß. Die Wirkung ist dieselbe wie bei der von Weyhe angegebenen Pumpe: die Kolbenwandung ist mit Aussparungen versehen, so daß bei der Drehung und Verschiebung abwechselnd die Mündungen der Saugleitung D und des Druckrohres E geöffnet und geschlossen werden, wodurch die Saug- und Druckwirkung entsteht. In der angegebenen Quelle wird mitgeteilt, daß die Pumpe bei 0,2 m Zylinderdurchmesser und 100 Umdrehungen 0,76 cbm, bei 0,25 m Durchmesser und 90 Umdrehungen 1,4 cbm Flüssigkeit fördert. Beide erläuterte Einrichtungen werden als Spritzen sowie zur Förderung schleimiger, dicker Flüssigkeiten angewendet.

Von de Montrichard in Montmédy ist eine Pumpe angegeben worden (vgl. Bulletin de la société d'encouragement 1891 S. 93), bei welcher wie bei der Weyhe'schen Pumpe der Kolben auf der Welle festsitzt; er erhält die hin- und hergehende Bewegung entweder durch zwei im Pumpenzylinder drehbar befestigte Führungsrollen, wie solche die von Jacobs angegebene Pumpe besitzt, oder es sitzen außen auf der durchgehenden Welle beiderseits Arme mit Rollen, die bei ihrer Bewegung um die Welle auf den schräg abgeschnittenen Enden der verlängerten Zylinderdeckel sich führen. Die Wirkung ist dieselbe wie bei der von Weyhe angegegebenen Pumpe; der Nachteil der Verschiebung der Welle in den Stopfbüchsen ist auch hier vorhanden.

Die geförderte Flüssigkeitsmenge und die notwendige Betriebskraft bestimmen sich genau wie für doppeltwirkende Saug- und Druckpumpen mit geradliniger Kolbenbewegung; es tritt hier nur ein größerer Reibungswiderstand an den gleitenden Teilen auf, jedoch fällt der durch die Ventile entstehende Kraftverlust weg.

Zentrifugalpumpen.

Die Wirkungsweise der Zentrifugalpumpen, welche auch Kreiselpumpen genannt werden, beruht darauf, daß durch rasche Drehung eines im Pumpengehäuse befindlichen Schaufelrades die vom Rade erfaßte Flüssigkeit infolge der durch die Drehbewegung hervorgerufenen Zentrifugalkraft eine derartige Druck- und Geschwindigkeitssteigerung erfährt, daß der Widerstand der in der Saug- und der Druckleitung befindlichen Flüssigkeitssäulen überwunden und eine aufwärts gerichtete Strömung in diesen Leitungen erzeugt wird.

Allgemeines.

In Fig. 517 ist R das Schaufelrad, G das Pumpengehäuse. Das Wasser wird durch die mit Saugkorb und Fußventil V versehene Saugleitung S in die Mitte des Gehäuses geleitet und tritt an dessen Umfang durch einen Stutzen, an welchen die Druckleitung D angeschlossen ist, wieder aus.

Wird das Rad gedreht, so wird das in ihm befindliche Wasser durch die Zentrifugalkraft nach außen getrieben, es strömt am ganzen äußeren Radumfang mit einer nach Größe und Richtung durch die Konstruktionsverhältnisse und die Umdrehungszahl bestimmten Geschwindigkeit in das Gehäuse und hat dabei eine bestimmte Pressung. Damit kein Verlust durch Stoß des aus dem Rad tretenden Wassers mit dem im Gehäuse befindlichen Wasser entsteht, soll das Gehäuse so geformt sein, daß beim Übergang des Wassers in das Gehäuse keine plötzliche Geschwindigkeitsänderung stattfindet. Es soll demnach die Geschwindigkeit im Gehäuse am ganzen Radumfange gleich der Austrittsgeschwindigkeit aus dem Rade und mit ihr gleich gerichtet sein. Hieraus ergibt sich, daß der Gehäusequerschnitt von A über B nach C (s. Fig. 517) stetig zunehmen muß, wobei das Gehäuse eine spiralförmige Gestalt erhält. Da nun die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Rad in der Regel größer ist als die Geschwindigkeit in der Druck-

leitung, so muß, wenn im Gehäuse selbst keine Geschwindigkeitsänderung stattfindet, zur stoßfreien Umwandlung der Geschwindigkeit in Druck das Wasser aus dem Gehäuse mittelst eines konischen Stutzens in das Druckrohr übergeführt werden (s. Fig. 517).

Die Saugwirkung der Pumpe entsteht dadurch, daß der auf dem Wasserspiegel des Brunnens lastende Atmosphärendruck das Wasser aus der Saugleitung in den durch den Austritt des Wassers in den Radkanälen

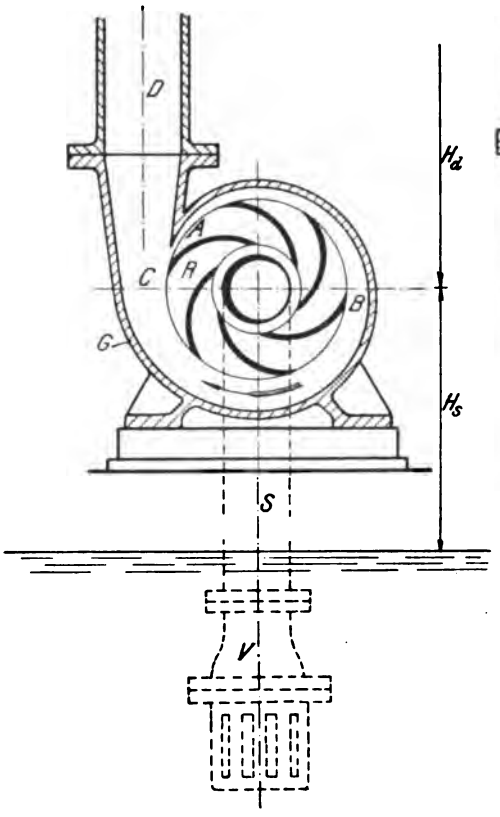


Fig. 517.

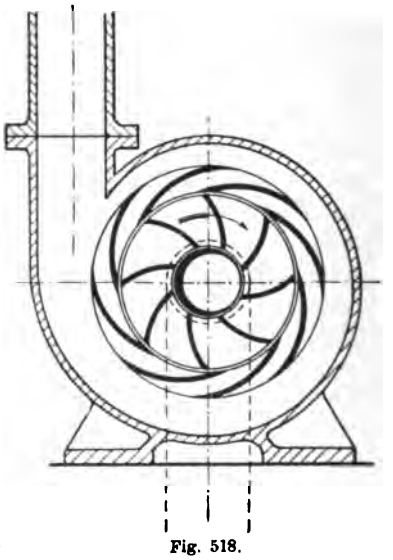


Fig. 518.

frei werdenden Raum hineintreibt; es tritt infolgedessen am inneren Radumfang ebensoviel Wasser ein, als am äußeren Umfang abströmt, vorausgesetzt, daß der Atmosphärendruck genügt, um die Saughöhe sowie die durch die Strömung im Saugrohr und beim Eintritt in das Rad entstehenden hydraulischen Widerstände zu überwinden und außerdem die Eintrittsgeschwindigkeit in das Rad zu erzeugen. Hiervon hängt die Möglichkeit des Betriebs bezw. die zulässige Größe der Saughöhe ab. Während

bei Kolbenpumpen zu Beginn eines jeden Saughubs die Wassermasse im Saugrohre durch den Atmosphärendruck oder den Luftdruck im Saugwindkessel von neuem zu beschleunigen ist und außerdem der Öffnungswiderstand des Saugventils überwunden werden muß, findet im Saugrohr der Zentrifugalpumpen eine gleichmäßige Strömung statt, auch ist der Widerstand des Saugventils nicht vorhanden. Die mit diesen Pumpen erzielbare Saughöhe ist daher verhältnismäßig groß; sie kann unter günstigen Verhältnissen bis zu 8 m betragen.

Je größer die von der Pumpe zu bewältigende Druckhöhe ist, um so größer muß die Umfangsgeschwindigkeit des Rades sein, um so größer ist auch die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Rad tritt und das Gehäuse durchströmt, um so größer ist auch der Verlust, welcher durch die Reibung des Wassers an den Gehäusewänden entsteht. Zu dem kommt, daß sich eine stoßfreie Überführung des Wassers vom Rade bis zum Konus, wie sie oben beschrieben ist, nur unvollkommen erzielen läßt, Wirbelbildungen und Verluste durch Ablenkung aus der Bewegungsrichtung beim Eintritt in das Gehäuse sind nicht vollständig zu vermeiden. Man führt daher die oben beschriebene Anordnung, bei welcher das Wasser aus dem Rad unmittelbar in das Gehäuse abströmt, gewöhnlich nur noch bei sogenannten Niederdruckpumpen, d. h. Pumpen mit einer Förderhöhe bis höchstens 20 m aus, wo es sich um verhältnismäßig geringe Wassergeschwindigkeit handelt. Bei größerer Förderhöhe wird das aus dem Schaufelrad strömende Wasser durch einen Leitkanal von allmählich größer werdendem Querschnitt in das Gehäuse übergeführt. Man bezweckt damit, die Umsetzung der großen Austrittsgeschwindigkeit in Druck, welche bei der oben beschriebenen Einrichtung im Konus, also erst nachdem das Gehäuse durchströmt ist, vor sich geht, unmittelbar nach dem Austritte des Wassers aus dem Rade zu bewirken, so daß der Durchgang durch das Gehäuse und die Überführung in das Druckrohr mit geringer Geschwindigkeit und dementsprechend geringen Verlusten erfolgt.

Der Leitkanal ist ein das Laufrad umgebender Ringkanal. Er wird ohne und mit Schaufeln ausgeführt, seine Breite ist entweder konstant oder sie nimmt nach außen zu. In allen Fällen ist die Geschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus diesem Kanal kleiner und seine Pressung größer als beim Eintritt in den Kanal bezw. beim Austritt aus dem Laufrad, da der Durchgangsquerschnitt für das Wasser mit der Entfernung vom Radmittelpunkte zunimmt. Durch die Anordnung einer Schaufelung im Leitkanal wird ermöglicht, eine stärkere Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck zu bewirken. Wird die Form der Leitschaufeln so gewählt, daß das Wasser mit einer tangentialen Geschwindigkeitskomponente in das Gehäuse tritt (s. Fig. 518), so ist eine spiralförmige Gestalt für das letztere angezeigt. Häufig werden auch die Leitschaufeln an ihrem äußeren Ende radial gestellt, so daß das Wasser am ganzen

Umfang des Leitrades in radialer Richtung in das Gehäuse strömt, dann erhält dieses meistens eine runde, mit dem Laufrad konzentrische Form.

Da die Abfuhr des Wassers aus dem Rad durch einen geschaufelten Leitkanal in ganz ähnlicher Weise erfolgt, wie bei Turbinen die Zufuhr des Wassers durch das Leitrad zum Laufrad, so werden solche Pumpen auch Turbinenpumpen genannt. Es ist ein naheliegender Gedanke, auch bei Zentrifugalpumpen für die Zufuhr des Wassers am inneren Umfang des Laufrades eine Leitvorrichtung vorzusehen, eine solche wird aber meistens nicht ausgeführt, da die Eintrittsgeschwindigkeit in der Regel gering und es außerdem unvorteilhaft ist, den an sich schon durch die Raumbeanspruchung der Radwelle meist knappen Eintrittsquerschnitt durch Leitschaufeln zu verengen.

Je größer die Druckhöhe ist, welche eine Zentrifugalpumpe zu bewältigen hat, um so größer muß im allgemeinen die äußere Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades sein. Diese ist aber durch den Raddurchmesser und die Umdrehungszahl bestimmt. Vorteilhaft ist es, die nötige Umfangsgeschwindigkeit durch eine große Umdrehungszahl bei kleinem Raddurchmesser zu erzielen, weil bei dem kleineren Rad die Wasserwege kürzer und die Flächen, an welchen sich sowohl das durchströmende als auch das außerhalb des Rades im Gehäuse befindliche Wasser reibt, kleiner sind. Die äußere Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades von mit Elektromotoren angetriebenen Pumpen beträgt in der Regel nicht mehr als 25 m, womit sich Förderhöhen von 30 bis 40 m erzielen lassen. Größere Förderhöhen werden durch Hintereinanderschalten von mehreren Rädern erreicht. Jedes Rad drückt dem nächstfolgenden das Wasser zu und überwindet dadurch einen Teil der Gesamtförderhöhe. Insofern die Zahl der Räder, welche man hintereinanderschalten kann, theoretisch keiner Beschränkung unterliegt, ist auch die Förderhöhe, welche man mit Zentrifugalpumpen erreichen kann, gerade so wie bei Kolbenpumpen, eine unbegrenzte. In Wirklichkeit sind Anlagen mit Förderhöhen bis ca. 750 m ausgeführt. Solche Hochdruckpumpen mit mehreren hintereinandergeschalteten Rädern, welche auf einer gemeinschaftlichen Welle befestigt und in einem Gehäuse untergebracht sind, werden mehrstufige Pumpen genannt.

Die Fördermenge, welche bewältigt werden kann, ist bei Zentrifugalpumpen weit größer als bei Kolbenpumpen. Nach unten besteht für sie bei Zentrifugalpumpen eine gewisse Grenze, insofern sich bei kleiner Wassermenge sehr kleine Raddurchmesser und infolgedessen zu große Umdrehungszahlen ergeben. Dies trifft um so eher zu, je größer die Förderhöhe, also die nötige Umdrehungszahl der Pumpe ist. Allgemein gültige Zahlenwerte für die geringste geeignete Wassermenge anzugeben, ist nicht möglich, es kommt auf die besonderen Verhältnisse des betreffenden Falles, besonders auch auf die Konstruktion der Pumpe und auf den Wirkungsgrad an, mit welchem man sich begnügen will. Allgemein ist nur fest-

zustellen, daß die untere Grenze für die geeignete Fördermenge um so höher liegt, je höher die Pumpe zu fördern hat.

Hinsichtlich des Wirkungsgrades steht die Zentrifugalpumpe der Kolbenpumpe wesentlich nach. Dieser Nachteil der Zentrifugalpumpe wird aber in vielen Fällen dadurch ausgeglichen, daß ihr Raumbedarf sowie ihre Anlage- und Wartungskosten sehr gering sind und daß sie sich wegen ihrer großen Umdrehungszahl wie keine andere Pumpe für den unmittelbaren Antrieb durch Elektromotoren eignet. Dem letzteren Umstand ist hauptsächlich ihre in neuester Zeit so häufige Verwendung zuzuschreiben. Das Verwendungsgebiet der Zentrifugalpumpe war früher deshalb ein sehr beschränktes, weil die schon für mäßige Druckhöhen notwendige große Umdrehungszahl nur durch arbeitverzehrende Übersetzungen erzielt werden konnte, so daß ein Wettbewerb mit der Kolbenpumpe von vornherein ausgeschlossen war. Nachdem nun in dem Elektromotor eine Antriebsmaschine geboten ist, welche selbst hohen Wirkungsgrad und außerdem eine Umdrehungszahl besitzt, welche eine unmittelbare Kuppelung mit der Zentrifugalpumpe auch bei großen Förderhöhen gestattet und nachdem außerdem der Wirkungsgrad der Zentrifugalpumpe durch die Verbesserung ihrer Konstruktion, hauptsächlich auch durch ihre Ausbildung als einstufige und mehrstufige Turbinenpumpe erhöht worden ist, sind der Zentrifugalpumpe, sofern elektrischer Antrieb in Betracht kommt, fast alle Verwendungsgebiete erschlossen.

Hiezu kommt, daß sich die Zentrifugalpumpe bei entsprechender Konstruktion auch für die Förderung dickflüssiger, schlammiger Stoffe eignet.

Nach dem Vorstehenden kann man unterscheiden:

nach der Förderhöhe: Niederdruckpumpen (bis etwa 15 m), Mitteldruckpumpen (bis etwa 40 m) und Hochdruckpumpen (über 40 m),

nach der Zahl der hintereinandergeschalteten Räder: einstufige, zweistufige, mehrstufige Pumpen,

nach der Art der Überführung des Wassers vom Laufrad in das Druckrohr: Pumpen ohne Leitapparat (Konuspumpen) und Pumpen mit ungeschaufeltem und solche mit geschaufeltem Leitkanal (Turbinenpumpen),

ausserdem:

nach der Zuführung des Wassers zum Laufrad: Pumpen mit einfachem und solche mit doppeltem Einlauf,

nach der Lagerung der Welle: Pumpen mit horizontaler und solche mit vertikaler Welle.

A. Berechnung der Zentrifugalpumpen.

Hauptgleichungen.

Die Größe der Zentrifugalkraft, welche auf ein im Abstand r von der Drehachse befindliches Flüssigkeitsteilchen von der Masse m einwirkt, ist bestimmt durch $m\,r\,\omega^2$, wenn ω die Winkelgeschwindigkeit der Drehung bedeutet. Die durch die Zentrifugalkraft an die Masse m auf dem Weg durch das Rad, d. h. vom Eintritt im Abstand r_1 von der Drehachse bis zum Austritt im Abstand r_2 übertragene Energiemenge ist daher

$$\int_{r_1}^{r_2} m\,r\,\omega^2\,dr = \frac{1}{2}\,m\,(\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2). \quad . \quad . \quad . \quad 348$$

Werden die Umfangsgeschwindigkeiten des Rades, innen und außen, mit u_1 und u_2 bezeichnet, so gilt

$$u_1 = \omega\,r_1 \text{ und } u_2 = \omega\,r_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 349$$

und es ist

$$\int_{r_1}^{r_2} m\,r\,\omega^2\,dr = \frac{1}{2}\,m\,(u_2^2 - u_1^2). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 350$$

Die an 1 kg der Förderflüssigkeit, also die Masse $m = \frac{1}{g}$, durch die Zentrifugalkraft übertragene Energiemenge ist demnach bestimmt durch

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g},$$

wo $g = 9{,}81$ die Beschleunigung durch die Schwerkraft bedeutet.

Bei der Bewegung der Flüssigkeit durch das Rad ist eine relative und eine absolute Bewegung zu unterscheiden. Die relative Bewegung d. h. die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser an den Wänden des Schaufelraums entlangströmt, ändert sich proportional der Größe des Kanalquerschnittes, senkrecht zur Kanalrichtung gemessen. Gleichzeitig findet die Arbeitsaufnahme durch die Einwirkung der Zentrifugalkraft statt, welch letztere auf Vermehrung der Geschwindigkeit bezw. auf Erhöhung des Flüssigkeitsdrucks hinwirkt.

Bezeichnet

w_1, w_2 die relative Eintritts- bezw. Austrittsgeschwindigkeit, d. h. die Geschwindigkeit, mit welcher sich die Flüssigkeit beim Eintritt und Austritt an den Laufradschaufeln entlang bewegt,

h_1, h_2 die Flüssigkeitspressung (ausgedrückt in m Flüssigkeitssäule) beim Eintritt in das Rad und beim Austritt aus demselben,

h_r die Druckhöhe, welche durch die Widerstände beim Durchgang durch das Rad (Reibung der Flüssigkeit an den Kanalwänden,

Reibung der Flüssigkeitsteilchen unter sich durch Richtungs- und Geschwindigkeitsänderung) aufgezehrt wird, dann gilt die Beziehung

$$h_2 + \frac{w_2^2}{2g} = h_1 + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - h_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 351$$

d. h. in Worten: Die relative Energiemenge der Flüssigkeit beim Austritt aus dem Rad ist gleich ihrer relativen Energiemenge beim Eintritt in das Rad, vermehrt um die Energieaufnahme infolge der Einwirkung der Zentrifugalkraft und vermindert um den Energieverlust infolge der Widerstände beim Durchgang durch das Rad.

Die Steigerung der Flüssigkeitspressung beim Durchströmen des Rades ist hiernach bestimmt durch

$$h_2 - h_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - h_r \quad . \quad . \quad . \quad 352$$

sie hängt also nicht nur von der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeit des Rades außen und innen, sondern auch von der Änderung der relativen Geschwindigkeit der Flüssigkeit beim Durchgang durch den Radkanal ab. Diese ist aber von der Größe des Kanalquerschnitts beim Ein- und Austritt abhängig, insofern

$$F_1 w_1 = F_2 w_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 353$$

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{F_2}{F_1} \text{ oder } w_2 = \frac{F_1}{F_2} w_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 354$$

ist, wenn, wie bei Zentrifugalpumpen immer der Fall, die Kanäle vollständig mit Flüssigkeit angefüllt sind und ihre Querschnitte, senkrecht zur Kanalrichtung gemessen, beim Ein- und Austritt F_1 bezw. F_2 betragen. Da die Größe dieser Querschnitte unmittelbar von der Radbreite abhängt, so ist klar, daß die Änderung der Breite des Rades von innen nach außen einen wesentlichen Einfluß auf die Steigerung der Flüssigkeitspressung hat. Ist die Radbreite außen groß, also auch der Querschnitt F_2 groß, so wird (s. Gl. 354) die relative Geschwindigkeit w_2 klein und infolgedessen nach Gleich. 352 die Pressungsteigerung $h_2 - h_1$ groß.

Von der relativen Energieaufnahme der Flüssigkeit ist ihre absolute Energieaufnahme zu unterscheiden. Bezeichnen c_1 und c_2 die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in das Rad eintritt bezw. mit welcher es aus demselben abströmt, so besitzt die Flüssigkeit, ehe sie in das Rad eintritt, die Energiemenge $h_1 + \frac{c_1^2}{2g}$ und wenn sie das Rad verläßt, die Energiemenge $h_2 + \frac{c_2^2}{2g}$. Die Änderung der absoluten Energie ist also

$$\left(h_2 + \frac{c_2^2}{2g}\right) - \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2g}\right) = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + (h_2 - h_1),$$

sie besteht aus einer Änderung der Geschwindigkeits- und der Druckhöhe.

Die durch die Drehung des Rades pro 1 kg der Flüssigkeit geleistete hydraulische Arbeit A_h in kgm ist gleich dieser Energieänderung vermehrt um die Arbeit zur Überwindung der hydraulischen Widerstände, welche beim Durchgang der Flüssigkeit durch das Rad entstehen und deren Summe oben mit h_r bezeichnet wurde. Es gilt daher

$$A_h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_2 - h_1 + h_r. \quad \ldots\ldots \quad 355$$

Nach Gleich. 352 ist aber

$$h_2 - h_1 + h_r = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}, \quad \ldots\ldots \quad 356$$

also gilt auch für die geleistete hydraulische Arbeit

$$A_h = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \quad \ldots\ldots \quad 357$$

Diese Gleichung gibt die hydraulische Arbeit in Abhängigkeit von den drei Geschwindigkeiten c, u und w.

Einen Ausdruck von anderer Form erhält man hieraus auf folgendem Wege: Damit beim Eintritt der Flüssigkeit in das Rad kein Stoß gegen die Schaufeln erfolgt, muß die Richtung des inneren Schaufelendes mit

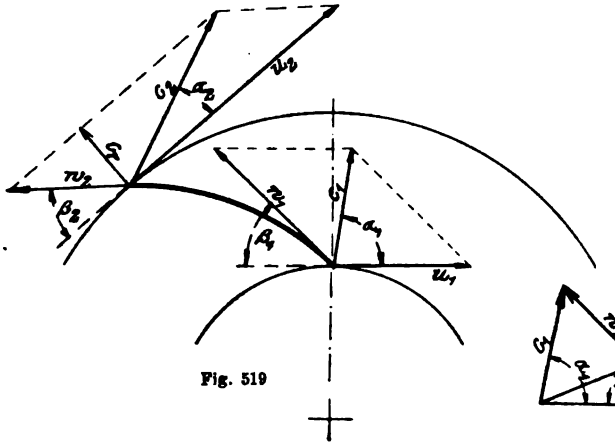


Fig. 519

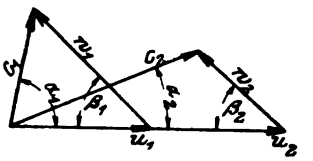


Fig. 520.

der Richtung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit w_1, welche sich aus der inneren Umfangsgeschwindigkeit u_1 und der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c_1 mittelst des Geschwindigkeitsdiagramms (s. Fig. 519) ergibt, zusammenfallen. Ferner erhält man die Größe und Richtung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 als Resultierende aus der äußeren Umfangsgeschwindig-

keit u_2 und der relativen Austrittsgeschwindigkeit w_2. Bezeichnen β_1 und β_2 die Schaufelwinkel (s. Fig. 519), α_1 und α_2 die Winkel zwischen absoluter Geschwindigkeit und Umfangsgeschwindigkeit, so ergibt sich aus den Geschwindigkeitsparallelogrammen (Fig. 519) oder aus den Dreiecken (Fig. 520).

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2\,u_1\,c_1\cos\alpha_1$$
$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2\,u_2\,c_2\cos\alpha_2.$$

Führt man diese Werte in die Arbeitsgleichung 357 ein, so folgt für die durch die Drehung des Rades geleistete Arbeit

$$A_h = \frac{2\,u_2\,c_2\cos\alpha_2 - 2\,u_1\,c_1\cos\alpha_1}{2\,g} \quad \ldots\ldots \quad 358$$

Durch die Drehung des Rades wird andererseits bewirkt, daß die Flüssigkeit um die Saughöhe H_s und die Druckhöhe H_d oder die ganze Förderhöhe $H = H_s + H_d$ gehoben wird, dabei werden sämtliche hydraulische Widerstände (beim Durchströmen der Saugleitung, beim Eintritt in das Rad, beim Durchgang durch das Rad, beim Übergang in das Gehäuse, beim Durchgang durch dieses und beim Durchströmen der Druckleitung) überwunden. Die Summe dieser Widerstände sei mit H_w bezeichnet. Außerdem verläßt die Flüssigkeit den Ausguß mit einer Geschwindigkeit c_d entsprechend einer Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_d^2}{2g}$. Die an der Radwelle pro 1 kg der Förderflüssigkeit geleistete Arbeit ist demnach auch bestimmt durch

$$A_h = H + H_w + \frac{c_d^2}{2g} \quad \ldots\ldots \quad 359$$

oder wenn man $H_w = \zeta H$ setzt, worin ζ ein Koeffizient ist, welcher die Vergrößerung der Förderhöhe durch die Widerstände berücksichtigt,

$$A_h = H(1+\zeta) + \frac{c_d^2}{2g}. \quad \ldots\ldots \quad 360$$

Aus Gleich. 358 und Gleich. 360 folgt somit

$$\frac{2\,u_2\,c_2\cos\alpha_2 - 2\,u_1\,c_1\cos\alpha_1}{2\,g} = H(1+\zeta) + \frac{c_d^2}{2\,g}. \quad \ldots \quad 361$$

Tritt das Wasser am inneren Radumfang in radialer Richtung in das Rad, ist also $\alpha_1 = 90^0$ und $\cos\alpha_1 = 0$, so ergibt sich

$$\frac{u_2\,c_2\cos\alpha}{g} = H(1+\zeta) + \frac{c_d^2}{2\,g}. \quad \ldots\ldots \quad 362$$

Unter dem hydraulischen Wirkungsrad η_h ist das Verhältnis der wirklichen Förderhöhe zu der Summe sämtlicher zu überwindenden Höhen zu verstehen, es gilt daher

$$\eta_h = \frac{H}{H(1+\zeta) + \frac{c_d^2}{2g}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 363$$

Hiermit folgt aus Gleich. 362

$$\frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{H}{\eta_h}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 364$$

dabei bedeutet u_2 die äußere Umfangsgeschwindigkeit, $c_2 \cos \alpha_2$ die Komponente der absoluten Austrittsgeschwindigkeit in Richtung der äußeren Umfangsgeschwindigkeit. Diese beiden Größen sind in Fig. 521 durch die Strecken AB und AC dargestellt. Die Gleichung spricht aus, daß das Produkt $u_2 c_2 \cos \alpha_2$ einen gewissen Wert besitzen muß, der um so mehr beträgt, je größer die mit der Pumpe zu bewältigende Förderhöhe H ist.

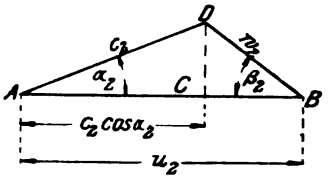


Fig. 521.

Die Größe c_2 läßt sich in folgender Weise eliminieren: Aus den Geschwindigkeitsdreiecken (Fig 520) ergibt sich

$$\frac{c_2}{u_2} = \frac{\sin \beta_2}{\sin [180 - (\alpha_2 + \beta_2)]} = \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2 \cos \beta_2 + \cos \alpha_2 \sin \beta_2}, \quad 365$$

somit ist

$$c_2 \cos \alpha_2 = \frac{u_2 \cos \alpha_2 \sin \beta_2}{\sin \alpha_2 \cos \beta_2 + \cos \alpha_2 \sin \beta_2} = \frac{u_2}{\operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{cotg} \beta_2 + 1},$$

also mit Gleich. 364

$$\frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2^2}{g} \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{cotg} \beta_2} = \frac{H}{\eta_h}, \quad \ldots \quad 366$$

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{cotg} \beta_2} \sqrt{\frac{g}{\eta_h}} \sqrt{H}. \quad \ldots\ldots \quad 367$$

Diese Gleichung ergibt die nötige äußere Umfangsgeschwindigkeit des Rades, wenn die Winkel α_2 und β_2 gegegeben oder gewählt sind.

In gleicher Weise läßt sich eine Beziehung für die Größe der absoluten Austrittsgeschwindigkeit ermitteln: Da nach dem Geschwindigkeitsdreieck (Fig. 520)

$$u_2 = c_2 \frac{\sin (\alpha_2 + \beta_2)}{\sin \beta_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 368$$

ist, so gilt auch

$$\frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{c_2^2}{g} \frac{\sin (\alpha_2 + \beta_2) \cos \alpha_2}{\sin \beta_2} = \frac{H}{\eta_h}. \quad \ldots\ldots \quad 369$$

Hieraus folgt die nötige absolute Austrittsgeschwindigkeit

$$c_2 = \sqrt{\frac{\sin\beta_2}{\sin(\alpha_2+\beta_2)\cos\alpha_2}}\sqrt{\frac{g}{\eta_h}}\sqrt{H} \quad \ldots\ldots 370$$

Für die Verhältnisse beim Eintritt in das Rad kommt folgendes in Betracht: Die Flüssigkeit wird durch die Saugleitung in das Innere des Rades geführt. Handelt es sich um das Saugen von Wasser aus einem Brunnen, so ist die Pressung h_1, mit welcher das Wasser in die Pumpe eintritt, gleich dem Drucke A der Atmosphäre (ausgedrückt in m Wassersäule) auf den Wasserspiegel des Brunnens vermindert um die Saughöhe H_s und um die hydraulischen Widerstände in der Saugleitung, deren Summe durch den Ausdruck $\Sigma\zeta_s \frac{c_s^2}{2g}$ dargestellt sein möge, wobei c_s die Geschwindigkeit in der Saugleitung und ζ_s die betreffenden Widerstandskoeffizienten bedeuten, und vermindert um die Druckhöhe $\frac{c_1^2}{2g}$, welche erforderlich ist, um die Eintrittsgeschwindigkeit c_1 in das Rad zu erzeugen. Es ist also

$$h_1 = A - H_s - \Sigma\zeta_s\frac{c_s^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g}. \quad \ldots\ldots 371$$

Handelt es sich nicht um das Saugen von Wasser, sondern irgend einer anderen Flüssigkeit aus einem Raume, in welchem eine gewisse Pressung herrscht, so bedeutet A diese Pressung und ist in Metern der betreffenden Förderflüssigkeit auszudrücken.

Die Pressung h_1 beim Eintritt in das Rad muß größer sein als der Druck A_t (in m Flüssigkeitssäule), bei welchem die Förderflüssigkeit zu verdampfen beginnt, da sonst ungleichmäßige, mit Stößen verbundene Flüssigkeitsbewegung, unter Umständen vollständiges Versagen der Pumpe eintritt.

Aus der Bedingung

$$h_1 > A_t \quad \ldots\ldots\ldots 372$$

folgt nach Gleich. 371

$$A - H_s - \Sigma\zeta_s\frac{c_s^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} > A_t, \quad \ldots\ldots 373$$

woraus sich für die Saughöhe die Bedingung ergibt

$$H_s < A - A_t - \Sigma\zeta_s\frac{c_s^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g}. \quad \ldots\ldots 374$$

Diese Beziehung gibt die größte Saughöhe, für welche der Betrieb möglich ist. Große Eintrittsgeschwindigkeit c_1 bedingt kleine Saughöhe.

Die Flüssigkeit wird dem Rad durch die Saugleitung in axialer Richtung zugeführt und wird beim Eintritt in das Rad in die radiale Richtung abgelenkt.

Der innere Radhalbmesser r_1 berechnet sich (s. Fig. 522) aus

$$Q = \pi (r_1^2 - r_0^2) \cdot c_1, \quad \ldots \ldots \quad 375$$

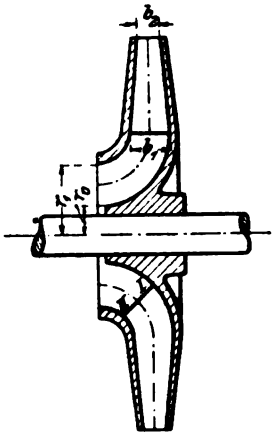


Fig. 522.

wobei der Radius r_0 durch die Stärke der Welle und Nabe, deren Abmessungen von der Größe der Antriebsarbeit und Umdrehungszahl abhängen, bestimmt ist und Q die sekundliche Flüssigkeitsmenge (s. unten) bedeutet.

Aus der Bedingung stoßfreien Eintritts, nach welcher die Richtung des inneren Schaufelelementes mit der Richtung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit zusammenfallen muß, ergibt sich aus dem Geschwindigkeitsdiagramm für den inneren Schaufelwinkel β_1 die Beziehung (s. Fig. 523)

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}. \quad \ldots \ldots \ldots \quad 376$$

Sind zwei dieser drei Größen bekannt, so läßt sich die dritte bestimmen. Beginnt die Schaufelung erst da, wo die Flüssigkeit in die radiale Richtung abgelenkt ist, so daß die innere Schaufelkante parallel zur Radwelle läuft (s. Fig. 522 oberer Teil), so ist für alle Punkte der

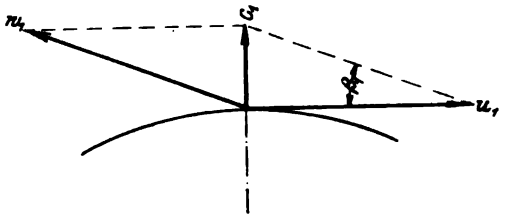


Fig. 523.

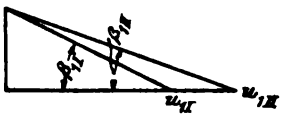


Fig. 524.

Schaufelkante die Umfangsgeschwindigkeit u_1 und deshalb auch der Winkel β_1 gleich groß. Dies ist nicht der Fall für eine Schaufelung nach Fig. 522 unterer Teil, insofern den Punkten I und II entsprechend ihrem verschiedenen Abstande von der Drehachse verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten u_{1I} und u_{1II} zukommen. Der Winkel β_1 ändert sich längs der Schaufelkante innerhalb der durch das Diagramm (Fig. 524) gegegebenen Grenzen. Sind die Umfangsgeschwindigkeiten nicht sehr verschieden, so genügt es, einen Mittelwert für β_1 anzunehmen, handelt es sich dagegen um große Laufräder mit sehr verschiedenem u_1, so ist die Schaufelung wie beim Austritt aus dem Laufrad einer Francisturbine auszuführen (vgl. Fr. Freytag, Hilfsbuch für den Maschinenbau 1906, Verlag von J. Springer, Berlin, oder Speidel und Wagenbach, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1899, S. 581).

Bezeichnen ferner b_1 und b_2 die innere und äußere Radbreite, σ die Schaufelstärke, σ_1 und σ_2 die Verengung der Eintritts- bezw. Austrittsöffnung durch die Schaufel in der Richtung des Umfanges gemessen, z_1 und z_2 die Zahl der Schaufeln innen und außen, t_1 und t_2 die innere und äußere Radteilung und Q die in der Sekunde durch das Rad strömende Flüssigkeitsmenge (alle Maße in m bezw. cbm), so ergibt sich die innere Radbreite b_1 aus

$$Q = (2\pi r_1 - z_1 \sigma_1) b_1 c_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 377$$

oder da (s. Fig. 525)

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{\sin \beta_1}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 378$$

$$Q = \left(2\pi r_1 - \frac{z_1 \sigma}{\sin \beta_1}\right) b_1 c_1. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 379$$

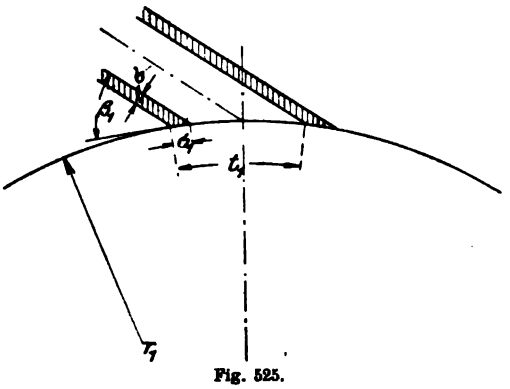


Fig. 525.

Da sich die Länge der ganzen Öffnung am inneren Radumfang zum ganzen inneren Radumfang wie $(t_1 - \sigma_1) : t_1$ verhält, so ist der freie Eintrittsquerschnitt bestimmt durch $2\pi r_1 \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} b_1$ und demnach gilt auch

$$Q = 2\pi r_1 \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} b_1 c_1. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 380$$

Am äußeren Umfang tritt das Wasser in radialer Richtung mit der Geschwindigkeit

$$c_r = c_2 \sin \alpha_2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 381$$

aus dem Rad (s. Fig. 519), man erhält daher die äußere Radbreite b_2 aus (Fig. 526)

$$Q = (2\pi r_2 - z_2 \sigma_2) b_2 c_2 \sin \alpha_2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 382$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma}{\sin \beta_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 383$$

$$Q = \left(2\pi r_2 - \frac{z_2 \sigma}{\sin \beta_2}\right) b_2 c_2 \sin \alpha_2, \quad \ldots \quad 384$$

$$Q = 2\pi r_2 \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} b_2 c_2 \sin \alpha_2. \quad \ldots \quad 385$$

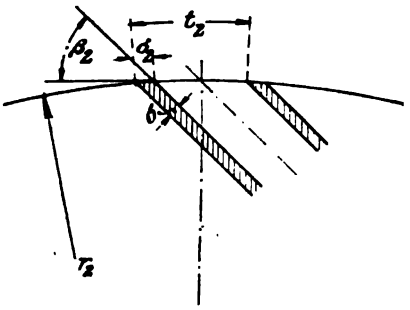


Fig. 526.

Die durch das Rad strömende Flüssigkeitsmenge Q ist wegen des Rückfließens aus dem Druckraum durch den Spalt zwischen Rad und Gehäuse bei der Berechnung größer als die von der Pumpe tatsächlich zu liefernde Flüssigkeitsmenge Q_e anzunehmen.

Wie bei Kolbenpumpen (s. S. 51) stellt

$$\mu = \frac{Q_e}{Q} \quad \ldots \quad 386$$

den Lieferungsgrad der Pumpe dar. Wenn das Laufrad mit Seitenwänden versehen ist, was in den meisten Fällen zutrifft, und auswechselbare Dichtungsringe vorhanden sind, kann $\mu = 0{,}9$ bis 1 angenommen werden.

Für den Fall, daß zur Umsetzung der Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad in Druck, bevor die Flüssigkeit in das Gehäuse eintritt, ein Leitkanal vorgesehen ist, mögen die folgenden Erläuterungen dienen: Da der Durchgangsquerschnitt des Ringkanals mit zunehmendem Abstand von der Drehachse größer wird, so nimmt die Geschwindigkeit der Flüssigkeit beim Durchströmen des Kanals ab. Die Flüssigkeit trete mit der Geschwindigkeit c_3 unter dem Winkel α_3 in den Kanal ein, bewege sich entlang der Schaufel AB und verlasse den Kanal mit der Geschwindigkeit c_4 unter dem Winkel α_4 (Fig. 527). Infolge der Ablenkung aus ihrer Bewegungsrichtung übt die Flüssigkeit im allgemeinen einen Druck auf die Schaufeln aus und sucht das Leitrad zu drehen. Die Größe des Drehmomentes ist (nach Zeuner, Vorlesungen über die Theorie der Turbinen, Verlag von Arthur Felix, Leipzig 1899, S. 82) bestimmt durch

$$\mathfrak{M} = M\,(c_4\,\varrho_4 - c_3\,\varrho_3), \quad \ldots \quad 387$$

wobei M die in der Sekunde durch den Kanal gehende Flüssigkeitsmasse,
c_3 und c_4 die Anfangs- und Endgeschwindigkeit
ϱ_3 und ϱ_4 die vom Drehpunkt auf die Geschwindigkeitsrichtung gefällten Lote (s. Fig. 527) bedeuten.

Ein Leitkanal ohne Schaufelung kann nun aufgefaßt werden als ein Leitrad mit Schaufeln, deren Form so gewählt ist, daß die Schaufeln

keinen Einfluß auf die Bahn der Flüssigkeit ausüben. Dann ist das von der Flüssigkeit auf das Leitrad ausgeübte Drehmoment gleich null.

Für den Fall eines Leitkanals ohne Schaufelung (s. Fig. 527 und 528) gilt daher nach vorstehender Gleichung

$$0 = c_4 \varrho_4 - c_3 \varrho_3 \quad \ldots \ldots \ldots \quad 388$$

oder (s. Fig. 527)

$$\frac{c_4}{c_3} = \frac{\varrho_3}{\varrho_4} = \frac{r_3 \cos \alpha_3}{r_4 \cos \alpha_4} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 389$$

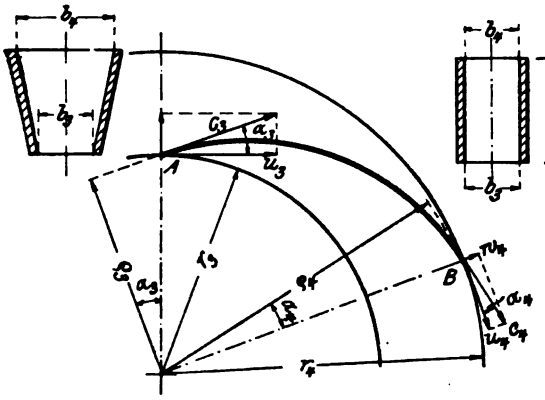


Fig. 527.

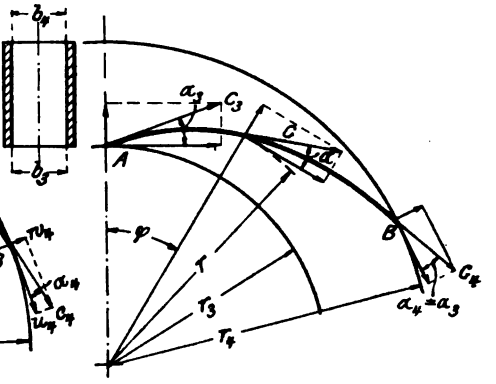


Fig. 528.

Durch die innere und äußere Kanalöffnung strömt in radialer Richtung die gleiche Flüssigkeitsmenge, man hat daher, wenn b_3 und b_4 die innere und äußere Kanalbreite bedeuten, die weitere Beziehung

$$Q = 2\pi r_3 b_3 c_3 \sin \alpha_3 = 2\pi r_4 b_4 c_4 \sin \alpha_4 \quad \ldots \quad 390$$

$$\frac{c_4}{c_3} = \frac{b_3 r_3 \sin \alpha_3}{b_4 r_4 \sin \alpha_4} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 391$$

Aus Gleich. 389 und 391 folgt

$$\frac{\cos \alpha_3}{\cos \alpha_4} = \frac{b_3 \sin \alpha_3}{b_4 \sin \alpha_4} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 392$$

und demnach für die Richtung der Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitkanal

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{b_3}{b_4} \operatorname{tg} \alpha_3 \quad \ldots \ldots \ldots \quad 393$$

Ist $b_4 > b_3$ (Fig. 527) d. h. nimmt die Kanalbreite nach außen zu, so ist der Winkel α_4, unter welchem die Flüssigkeit den Leitkanal verläßt, kleiner als der Winkel α_3, unter welchem sie in denselben eintritt.

Für die Größe der Austrittsgeschwindigkeit ergibt sich aus Gleich. 389 und 393.

$$c_4 = \frac{r_3}{r_4}\sqrt{\frac{1+\left(\frac{b_3}{b_4}\right)^2 \operatorname{tg}\alpha_3^2}{1+\operatorname{tg}\alpha_3^2}}\cdot c_3. \quad \ldots \quad 394$$

Da $r_3 < r_4$ und $b_3 < b_4$, so ist $c_4 < c_3$. Bei einem Kanal mit nach außen zunehmender Breite wird also sowohl der Austrittswinkel als auch die Austrittsgeschwindigkeit verkleinert.

Für einen Kanal mit gleichbleibender Breite (Fig. 528) wird nach Gleichung 393 mit $b_4 = b_3$

$$\operatorname{tg}\alpha_4 = \operatorname{tg}\alpha_3$$

$$\alpha_4 = \alpha_3 \quad \ldots \quad 395$$

und nach Gleich. 394.

$$c_4 = \frac{r_3}{r_4} c_3. \quad \ldots \quad 396$$

Für einen Kanal mit gleichbleibender Breite ist demnach der Winkel, welchen die Bewegungsrichtung der Flüssigkeit mit der Umfangsrichtung bildet, beim Eintritt und Austritt gleich groß. Was für den Austrittspunkt B gilt, trifft aber auch für jeden anderen Punkt der Bahn A B zu, der betreffende Winkel ist also für die ganze Bahn konstant. Dabei nimmt die Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Verhältnis der Entfernung vom Radmittelpunkt ab.

Die Gleichung der Bahn A B ergibt sich für den Fall gleichbleibender Kanalbreite (Fig. 528) aus folgendem:

Ein Flüssigkeitsteilchen habe zur Zeit t den Abstand r vom Drehpunkt und die Geschwindigkeit c, welche mit der Umfangsrichtung den Winkel $\alpha = \alpha_3$ macht. Der in der Zeit dt in der Richtung des Umfanges zurückgelegte Weg ist $ds = r\,d\varphi$, wenn φ den Drehwinkel des Fahrstrahls bedeutet. Die Geschwindigkeit in der Richtung des Umfangs ist $c\cos\alpha_3$, also gilt auch $ds = c\cos\alpha_3\,dt$. Durch Gleichsetzen der beiden Werte für ds folgt

$$r\,d\varphi = c\cos\alpha_3\,dt$$

$$dt = \frac{r\,d\varphi}{c\cos\alpha_3}. \quad \ldots \quad 397$$

Die Geschwindigkeit in radialer Richtung ist $c\sin\alpha_3$, also die Zunahme dr des Abstandes vom Drehpunkt in der Zeit dt

$$dr = c\sin\alpha_3\,dt$$

$$dt = \frac{dr}{c\sin\alpha_3} \quad \ldots \quad 398$$

Aus Gleich. 397 und 398 folgt

$$\frac{r\,d\varphi}{c\cos\alpha_3} = \frac{dr}{c\sin\alpha_3}$$

$$d\varphi = \operatorname{cotg}\alpha_3 \frac{dr}{r} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 399$$

$$\varphi = \operatorname{cotg}\alpha_3 \ln r + C \quad \ldots\ldots\ldots \quad 400$$

Die Bestimmung der Konstanten C folgt aus der Bedingung, daß für $\varphi = 0$ der Abstand $r = r_3$ ist, also gilt

$$0 = \operatorname{cotg}\alpha_3 \ln r_3 + C$$

$$C = -\operatorname{cotg}\alpha_3 \ln r_3 \quad \ldots\ldots\ldots \quad 401$$

und demnach

$$\varphi = \operatorname{cotg}\alpha_3 \ln \frac{r}{r_3} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 402$$

oder

$$r = r_3 e^{\operatorname{tg}\alpha_3 \varphi} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 403$$

Diese Gleichung stellt eine logarithmische Spirale dar. Die Flüssigkeit bewegt sich also in einer solchen Kurve durch den Kanal.

Durch eine ähnliche mathematische Entwickelung läßt sich die Gleichung der Bahn eines Flüssigkeitsteilchens für den Fall bestimmen, daß die Breite des Leitkanals nach außen zunimmt (Fig. 527). Die Größe und Richtung der Austrittsgeschwindigkeit c_4 ergibt sich für diesen Fall unmittelbar aus Gleichung 394 bezw. 393, die Aufstellung der Bahngleichung möge deshalb unterbleiben. Da die Radialkomponente der Geschwindigkeit in diesem Fall nach außen stärker abnimmt als bei gleichbleibender Kanalbreite, so wird der Bogen A B länger. (Vgl. Fig. 527 und 528).

Durch die Anordnung einer Schaufelung im Leitkanal wird ermöglicht, das Wasser in einer bestimmten, von der Richtung der Eintrittsgeschwindigkeit in das Leitrad bezw. der Austritssgeschwindigkeit aus dem Laufrad unabhängigen Richtung in das Gehäuse überzuführen. Infolgedessen ist man bei dem Entwurf der Schaufelung des Laufrades in der Wahl der Richtung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit nicht durch die Rücksicht auf den Übertritt in das Gehäuse beschränkt. Auch kann bei gleichem Leitraddurchmesser eine stärkere Umsetzung bewirkt werden, als wenn keine Schaufeln vorhanden sind, besonders wenn man den Leitschaufeln an ihrem äußeren Ende eine radiale Richtung gibt (vgl. Fig. 529).

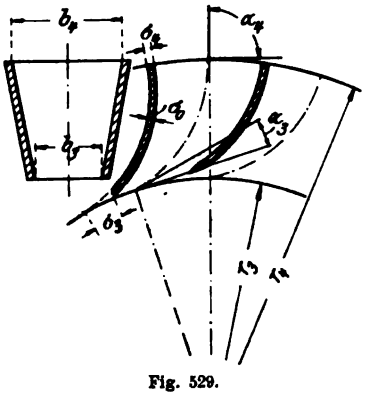


Fig. 529.

Zur Berechnung eines Leitkanals mit Schaufelung (Fig. 529 und 530) bedeute z_3, z_4 die Schaufelzahl am Eintritt und Austritt, die übrigen Bezeichnungen sind aus Fig. 529 zu ersehen.

Man erhält entsprechend Gleich. 382 die innere Kanalbreite aus

$$Q = (2\pi r_3 - z_3 \sigma_3)\, b_3\, c_3 \sin \alpha_3 \quad \ldots\ldots 404$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_0}{\sin \alpha_3} \quad \ldots\ldots\ldots 405$$

$$Q = \left(2\pi r_3 - \frac{z_3 \sigma_0}{\sin \alpha_3}\right) b_3\, c_3 \sin \alpha_3. \quad \ldots\ldots 406$$

Die Verengung der Öffnung durch die Schaufeln ist beim Kanaleintritt gewöhnlich größer als bei der Austrittsöffnung des Laufrades, weil $\sigma_3 > \sigma_2$ ist. Die Rechnung ergibt daher b_3 etwas größer als b_2. Um eine plötzliche Querschnittsänderung möglichst zu vermeiden, schärft man die Leitschaufeln zu und läßt sie nicht ganz bis an den Laufradumfang herangehen (s. Fig. 529).

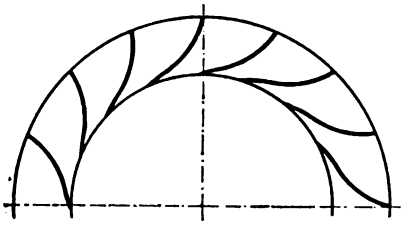


Fig. 530.

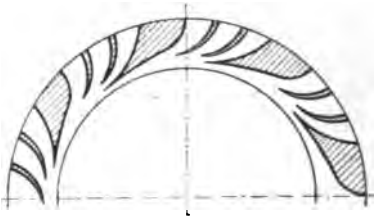


Fig. 531.

Die äußere Kanalbreite b_4 bezw. die Geschwindigkeit c_4, mit welcher die Flüssigkeit in das Gehäuse tritt, berechnet sich sodann aus

$$Q = (2\pi r_4 - z_4 \sigma_4)\, b_4\, c_4 \sin \alpha_4 \quad \ldots\ldots 407$$

$$\sigma_4 = \frac{\sigma_0}{\sin \alpha_4} \quad \ldots\ldots\ldots 408$$

$$Q = \left(2\pi r_4 - \frac{z_4 \sigma_0}{\sin \alpha_4}\right) b_4\, c_4 \sin \alpha_4 \quad \ldots\ldots 409$$

Ist der Winkel α_2 bezw. α_3 sehr klein, so kann man (s. Fig. 531) nicht allen Schaufeln die volle Länge geben, da die Eintrittsöffnung sonst zu sehr verengt würde. Das in Fig. 531 dargestellte Leitrad zeigt außerdem die Eigentümlichkeit, daß die Flüssigkeit nicht am ganzen äußeren Umfang des Leitrades austritt. Diese Einrichtung findet sich bei mehrstufigen Pumpen (Sulzer s. Fig. 581, Borsig s. Fig. 584), bei welchen die Flüssigkeit in einzelnen Kanälen von einem Rad in das nächste übergeführt wird.

Die minutliche Umdrehungszahl der Pumpe ergibt sich aus

$$n = \frac{30\,u_2}{\pi\,r_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 410$$

Die an der Radwelle im ganzen zu leistende Arbeit ist größer als die im früheren bestimmte hydraulische Arbeit A_h, insofern auch die Reibung des Rades an dem die Außenflächen der Radscheiben berührenden Wasser, sowie die Lager- und Stopfbüchsenreibung zu überwinden sind. Der durch diese Widerstände erforderliche Arbeitsaufwand läßt sich im einzelnen nicht feststellen, er findet aber Berücksichtigung in dem Gesamtwirkungsgrad η der Pumpe, welcher das Verhältnis der geleisteten Nutzarbeit in gehobenem Wasser zur Antriebsarbeit ist.

Demnach gilt für den Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{\gamma\,Q_e\,H}{75\,N}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 411$$

wenn γ das Gewicht von 1 cbm der Förderflüssigkeit in kg,
Q_e die tatsächlich geförderte Flüssigkeitsmenge in cbm/Sek.,
H die geometrische Förderhöhe in m,
N die erforderliche Antriebsarbeit an der Pumpenwelle in Pferdekräften bedeutet.

Bei der Bestimmung des Wirkungsgrades von Zentrifugalpumpen in Versuchsräumen wird die Saug- und Druckhöhe meist durch Manometer gemessen. Die auf diese Weise ermittelte manometrische Förderhöhe schließt die Widerstände H_{ws} in der Saugleitung, H_{wd} in der Druckleitung und die zur Erzeugung der Austrittsgeschwindigkeit c_d erforderliche Druckhöhe $\frac{c_d^2}{2g}$ in sich.

Will man einen derartig ermittelten Wert des Wirkungsgrades, welcher manometrischer Wirkungsgrad genannt und mit $\eta_{man.}$ bezeichnet werden möge, zur Berechnung des Arbeitsbedarfs einer Pumpe oder der mit ihr erzielbaren Förderhöhe H verwenden, so ist folgende Beziehung maßgebend:

$$\eta_{man.} = \frac{\gamma\,Q_e\left(H + H_{ws} + H_{wd} + \frac{c_d^2}{2g}\right)}{75\,N} \quad \ldots\ldots \quad 412$$

Zusammenhang der einzelnen Konstruktionsgrößen und Angaben für ihre Wahl bei der Berechnung.

a) Beziehung zwischen dem äußeren Schaufelwinkel β_2 und der äußeren Umfangsgeschwindigkeit u_2.

Ist die Förderhöhe gegeben, so folgt die nötige äußere Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades nach Gleichung 367 aus

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \operatorname{cotg}\beta_2}\sqrt{\frac{g}{\eta_h}}\sqrt{H}.$$

Der Winkel α_2 ist stets kleiner als 90^0, also ist $\operatorname{tg}\alpha_2$ stets positiv.

Wird $\beta_2 = 90^0$ (radial endigende Schaufel I Fig. 532) gewählt, so wird $\operatorname{cotg}\beta_2 = 0$, also

$$u_2 = \sqrt{\frac{g}{\eta_h}}\sqrt{H}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 413$$

Bemerkenswert ist bei diesem Fall, daß die nötige Umfangsgeschwindigkeit von den Schaufelwinkeln nur insoweit abhängig ist, als diese den Wirkungsgrad beeinflussen.

Ist $\beta_2 < 90^0$ (rückwärts gekrümmte Schaufel II Fig. 532), so wird $\operatorname{cotg}\beta_2$ positiv. Es ist daher der Wert $\sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \operatorname{cotg}\beta_2} > 1$, und demnach ist die nötige Umfangsgeschwindigkeit

$$u_2 > \sqrt{\frac{g}{\eta_h}}\sqrt{H}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 414$$

Die zurückgezogene Schaufel verlangt also eine größere Umfangsgeschwindigkeit als die radial endigende, wenn die gleiche Förderhöhe erreicht werden soll.

Ist $\beta_2 > 90^0$ (vorwärts gekrümmte Schaufel III Fig. 532), so wird $\operatorname{cotg}\beta_2$ negativ. Daher ist $\sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \operatorname{cotg}\beta_2} < 1$, und demnach die nötige Umfangsgeschwindigkeit,

$$u_2 < \sqrt{\frac{g}{\eta_h}}\sqrt{H}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 415$$

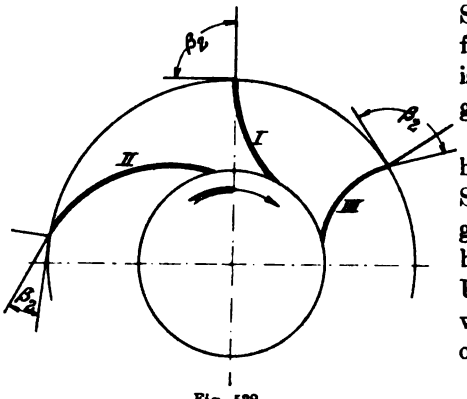


Fig. 532.

Die vorwärts gekrümmte Schaufel ergibt daher eine Umfangsgeschwindigkeit, die kleiner ist, als diejenige der radial endigenden.

Aus dem Vorstehenden geht hervor, daß vorwärtsgekrümmte Schaufeln geringere Umfangsgeschwindigkeit bei gleichem Radhalbmesser, also auch geringere Umdrehungszahl des Laufrades verlangen als zurückgekrümmte oder mit anderen Worten:

Die Umdrehungszahl muß um so größer sein, je stärker die Schaufel zurückgezogen wird.

Zu dem gleichen Ergebnis kommt man auch durch folgende Betrachtung: Für ein Rad von bestimmten Abmessungen (Durchmesser und

Breite) sei die Schaufelung zu bestimmen. Sind der Radhalbmesser r_2 und die Breite b_2 gegeben, so folgt, bei Vernachlässigung der Verengung des Austrittsquerschnitts durch die Schaufeln, die radiale Austrittsgeschwindigkeit c_r nach Gleich. 382 aus

$$c_r = c_2 \sin \alpha_2 = \frac{Q}{2 \pi r_2 b_2}.$$

Für das Geschwindigkeitsdreieck ist also die Höhe $y = c_r$ (Fig. 533) bestimmt. Durch die Förderhöhe ist dann weiter das Produkt $u_2 c_2 \cos \alpha_2$ gegeben, insofern nach Gleich. 364

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 = \frac{g H}{\eta_h}.$$

Die Größen u_2 und $c_2 \cos \alpha_2$ sind also umgekehrt proportional.

Wird u_2 gewählt, so ergibt sich $c_2 \cos \alpha_2$ und hiermit das ganze Geschwindigkeitsdreieck ABD (Fig. 533). Wird u_2 verkleinert, d. h. rückt Punkt B nach links, so wird $c_2 \cos \alpha_2$ größer, d. h. Punkt C bezw. D rückt nach rechts. Gelangt B nach C, so kommt D nach D'. Die Werte von u_2 und $c_2 \cos \alpha_2$ sind dann vertauscht. Aus der Fig. 533 ist ersichtlich, daß der Schaufelwinkel β_2 um so größer wird, je kleiner man die Umfangsgeschwindigkeit wählt, was mit dem früheren in Übereinstimmung ist. Zugleich zeigt sich: Je weiter die Schaufel nach vorwärts gekrümmt wird, d. h. je größer der Winkel β_2 ist, um so größer wird die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_2, mit welcher das Wasser aus dem Rad in das Gehäuse oder den Leitapparat strömt und welche in Druck umgesetzt werden muß.

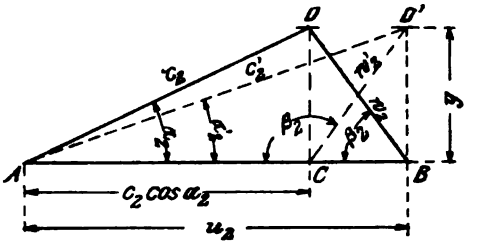


Fig. 533.

Dies ist als ein Nachteil der vorwärtsgekrümmten Schaufel zu bezeichnen, denn der mit dieser Umsetzung verknüpfte Energieverlust wächst mit der Stärke der notwendigen Umsetzung und zwar ist dieser Nachteil in Wirklichkeit größer als er sich bei vorstehender Betrachtung darstellt, denn durch den größeren Verlust im Gehäuse ist bei der vorwärtsgekrümmten Schaufel der hydraulische Wirkungsgrad η_h kleiner und deshalb der Wert $\frac{H}{\eta_h}$, welcher die Grösse des Produktes $u_2 c_2 \cos \alpha_2$ bestimmt, größer als bei der zurückgezogenen Schaufel.

Mit der Zunahme der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 durch Vorwärtskrümmen der Schaufel nimmt die Pressung h_2, mit welcher das

Wasser austritt, ab. Dies geht aus Gleich. 355 hervor, die bei Vernachlässigung der Widerstandshöhe h_r lautet

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + (h_2 - h_1) = A_h.$$

Hiernach ist die Summe der Änderung der Geschwindigkeitshöhe und der Änderung des Druckes nahezu ein konstanter Wert. Je größer die Steigerung der Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ ist, um so kleiner wird also die Drucksteigerung $h_2 - h_1$. Dieser Wert darf nicht negativ werden, sonst saugt das Rad Wasser durch den Umfangsspalt aus dem Gehäuse und der ruhige Gang der Pumpe wird gestört. Je mehr anderseits die Schaufel zurückgezogen wird, um so größer ist die Pressung, mit welcher das Wasser aus dem Rad tritt, oder der sogenannte Spaltdruck, um so mehr arbeitet die Pumpe, wie man sich in der Turbinentheorie auszudrücken pflegt, mit Reaktion. Mit der Größe des Spaltdruckes wächst aber auch der Lieferungsverlust durch Rückströmen von Wasser durch den Spalt.

Faßt man das Vorstehende zusammen, so ergibt sich: Je mehr die Schaufel zurückgezogen wird, um so größer ist die notwendige Umdrehungszahl (Nachteil, wenn die Umdrehungszahl mit dem Antriebsmotor schwer erreicht werden kann, was um so eher zutrifft, je größer die zu erzielende Förderhöhe ist), um so kleiner ist die absolute Austrittsgeschwindigkeit (Vorteil wegen geringeren Energieverlustes im Gehäuse bezw. Leitrad), um so größer ist der Spaltdruck (Nachteil und zwar um so mehr, je größer die vom Rad zu bewältigende Förderhöhe ist).

Die Nachteile der zurückgezogenen Schaufel gewinnen, wie ersichtlich, um so mehr an Bedeutung, je höher die Pumpe zu fördern hat. Demnach sind unter den ausgeführten Pumpen stark zurückgezogene Schaufeln (β_2 bis herunter auf 10^0) nur bei Niederdruckpumpen zu finden. Wegen des kleinen Wertes, welchen in diesem Fall die in Druck umzusetzende Austrittsgeschwindigkeit c_2 besitzt, wird auf ein Leitrad verzichtet. Mittel- und Hochdruckpumpen erhalten schwach zurückgezogene oder radial endigende Schaufeln ($\beta_2 = 45$ bis 90^0) und Leitrad.

Der Winkel α_2 wächst (s. Fig. 533), je mehr die Schaufel zurückgezogen wird. Die Ausführungen zeigen Werte zwischen 13^0 und 30^0. Da sich aus der Annahme der beiden Winkel α_2 und β_2 die Seite u_2 des Geschwindigkeitsdreieckes nach Gleich. 367 ergibt, so ist das Dreieck, also auch der Wert der Größen c_2, w_2 und c_r (s. Fig. 534) bestimmt.

b) Äußerer Radhalbmesser und äußere Radbreite.

Durch die Annahme des Austrittsdiagramms, also auch der radialen Austrittsgeschwindigkeit $c_r = c_2 \sin \alpha_2$ ist das Produkt $r_2 b_2$ festgelegt,

denn nach Gleich. 384 ist bei Vernachlässigung der Verengung durch die Schaufeln

$$r_2 b_2 = \frac{Q}{2 \pi c_r}.$$

Je größer der Radhalbmesser r_2 gewählt wird, um so kleiner wird die Umdrehungszahl, entsprechend der Gleich. 410. Da aber der Widerstand durch die Reibung des Rades an dem im Gehäuse befindlichen Wasser mit der Größe der Radscheibenfläche wächst und außerdem der Reibungswiderstand in den Kanälen des Laufrades um so größer ist, je länger die Kanäle sind, empfiehlt es sich, den Radhalbmesser so klein zu wählen, als es die größte zulässige Umdrehungszahl des Antriebsmotors und eine günstige Wasserführung im Laufrad gestatten. Außerdem kommt die Größe des inneren Radhalbmessers r_1 in Betracht. Bei den Ausführungen findet man $r_2 = 2\, r_1$ bis $3{,}5\, r_1$ und zwar r_2 um so größer, je größer die Förderhöhe ist. Durch die Annahme des Radhalbmessers r_2 ist dann auch die Radbreite b_2 bestimmt.

Wird eine der beiden Größen r_2 oder b_2 unter Beibehaltung der anderen geändert, so kommt dies einer Änderung der radialen Austrittsgeschwindigkeit c_r, also der Höhe CD des Geschwindigkeitsdreiecks (s. Fig. 534) gleich. Wie ersichtlich, ändern sich dann die Geschwindigkeiten c_2 und w_2, ferner die Winkel α_2 und β_2.

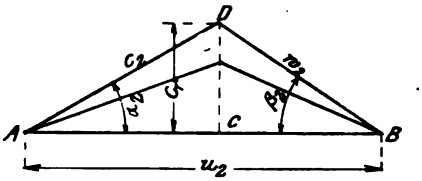


Fig. 534.

Wird z. B. die äußere Radbreite vergrößert, so nimmt die radiale Austrittsgeschwindigkeit, also die Höhe CD des Dreiecks ab (Fig. 534), die Austrittsgeschwindigkeit c_2 wird kleiner, das Rad arbeitet mit erhöhter Reaktion.

c) Innerer Radhalbmesser und innere Radbreite.

Für den Eintritt in das Rad gilt bei Vernachlässigung der Verengung durch die Schaufeln nach Gleich. 379

$$Q = 2 \pi r_1 b_1 c_1.$$

Der Radhalbmesser r_1 ergibt sich aus der Konstruktion des Einlaufs, d. h. der Einführung des Wassers aus dem Saugrohr in das Innere des Rades (s. Fig. 522).

Die Räder werden entweder mit gleichbleibender oder mit nach außen abnehmender Breite ausgeführt.

Bei gleichbleibender Radbreite wächst der Durchgangsquerschnitt von innen nach außen proportional der Entfernung vom Radmittelpunkt,

in demselben Maße nimmt daher die radiale Geschwindigkeit des Wassers ab. Dementsprechend ist im Abstand r_x die radiale Geschwindigkeit

$$c_x = \frac{c_1 r_1}{r_x} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 416$$

und für den Austritt

$$c_r = \frac{c_1 r_1}{r_2}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 417$$

Wird jedoch die Annahme gemacht, daß die radiale Geschwindigkeit gleich bleiben soll, daß also

$$c_x = c_1 = c_r, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 418$$

so muß die Radbreite nach außen abnehmen, ebenso wie der Abstand zunimmt. Man hat dann für die Radbreite im Abstand r_x

$$b_x = \frac{b_1 r_1}{r_x} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 419$$

und für den Austritt

$$b_2 = \frac{b_1 r_1}{r_2}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 420$$

Zuweilen wird die Verjüngung der Radbreite nach außen noch größer gewählt.

Nachdem r_1 und b_1 gewählt sind, folgt aus obenstehender Beziehung bezw. aus der genauen Beziehung (Gleich. 379) die Eintrittsgeschwindigkeit c_1, deren größter zulässiger Wert von der Saughöhe abhängt (s. Gleich. 374). In den Ausführungen findet man $c_1 = 1$ bis 3,5 m.

Aus Gleich. 376 erhält man dann den inneren Schaufelwinkel β_1. Fällt dieser so klein aus, daß sich eine unzulässige Verengung der Eintrittsöffnung durch die Schaufeln ergibt, dann muß die innere Umfangsgeschwindigkeit verringert werden durch Annahme größerer Radhalbmesser oder, falls es angängig ist, durch Vergrößerung der Eintrittsgeschwindigkeit c_1, indem die Radbreite b_1 kleiner gewählt wird. Ein weiteres Aushilfsmittel besteht darin, daß man nur einen Teil der Schaufeln bis zum inneren Radumfang gehen läßt, ebenso wie beim Leitrad (vgl. S. 446).

d) Sonstige Angaben.

Die Schaufelzahl am inneren Umfang beträgt bei den Ausführungen $z_1 = 4$ bis 12.

Bei radial endigenden und wenig zurückgezogenen Schaufeln nimmt die Abmessung der Kanäle, senkrecht zur Strömungsrichtung gemessen, nach außen stark zu. Eine sichere Führung des Wassers erfordert in diesem Falle häufig eine Vermehrung der Schaufelzahl am äußeren Umfang. Dasselbe trifft bei großem Verhältnis $r_2 : r_1$ zu. Man findet daher die Schaufelzahl am äußeren Umfang $z_2 = z_1$ bis $3\,z_1$.

Die Schaufelstärke beträgt 3 bis 5 mm bei Bronze- und Stahlgußrädern, 6 bis 7 mm und mehr bei Gußeisenrädern.

Die Geschwindigkeit in den Leitungen wird bei Niederdruckpumpen zu 1,25 bis 2,25 m, bei Hochdruckpumpen zu 2 bis 3 m gewählt.

Für Überschlagsrechnungen kann der Wert (s. S. 437)

$$H_w + \frac{c_d^2}{2g} = 0{,}25\ H \text{ bis } 0{,}6\ H$$

angenommen werden, entsprechend einem hydraulischen Wirkungsgrad

$$\eta_h = 0{,}80 \text{ bis } 0{,}62.$$

Hierbei gilt der größere Wert von η_h für einstufige Pumpen mit Leitapparat und mehrstufige Pumpen, bei kurzer Leitung.

Der manometrische Wirkungsgrad beträgt bei guten Ausführungen 0,55 bis 0,75. Mit mehrstufigen Pumpen wird selbst der Wert 0,80 erreicht.

e) Entwurf der Schaufelform.

Die Schaufelform wird im allgemeinen nach dem Grundsatze ausgeführt, daß die Änderung der relativen Geschwindigkeit von w_1 in w_2 möglichst allmählich erfolgt. Sehr häufig wird ein Kreisbogen gewählt, welcher den äußeren und den inneren Umfang unter dem Winkel β_2 bezw. β_1 schneidet.

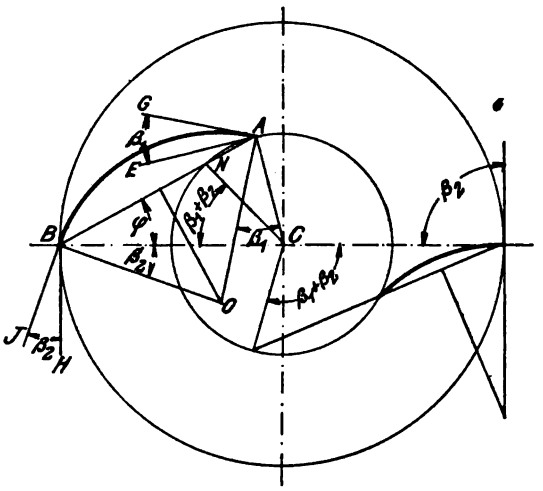


Fig. 535.

Konstruktion: Von einem beliebigen Punkte B (Fig. 535) des äußeren Kreises ziehe den Radius BC. An BC trage in B den Winkel β_2 und in C den Winkel $\beta_2 + \beta_1$ an. Der Schenkel des letzteren schneidet den inneren Radkreis in N. Ziehe BN, diese schneidet den inneren Kreis zum zweitenmal in A. Errichte auf AB das Mittellot; dasselbe schneidet den Schenkel des Winkels β_2 in O. Dies ist der Mittelpunkt für die Schaufelkurve.

Beweis: Ziehe AC und AO, ferner werde $\sphericalangle$ ABC mit φ bezeichnet:

Nun ist $\sphericalangle BAO = \sphericalangle ABO = \beta_2 + \varphi$
und $\sphericalangle BAC = \sphericalangle CNA = \beta_2 + \beta_1 + \varphi$,
ferner ist $\sphericalangle OAC = \sphericalangle BAC - \sphericalangle BAO$
$= (\beta_2 + \beta_1 + \varphi) - (\beta_2 + \varphi) = \beta_1$.

Ziehe GA $\perp$ AO und EA $\perp$ AC, so ist der Schaufelwinkel

$$\sphericalangle GAE = \sphericalangle GAC - \sphericalangle EAC$$
$$= (90 + \beta_1) - 90 = \beta_1,$$

also schließt die Schaufel innen unter dem Winkel β_1 an.

Ziehe ferner HB $\perp$ BC und JB $\perp$ BO, so ist der Schaufelwinkel

$$\sphericalangle JBH = \sphericalangle JBC - \sphericalangle HBC$$
$$= (90 + \beta_2) - 90 = \beta_2.$$

B. Die konstruktive Ausführung der Zentrifugalpumpen.

Einzelteile.

Das Pumpengehäuse besteht meistens aus Gußeisen, bei größeren Druckhöhen aus Stahlguß. Zur Förderung von Flüssigkeiten, welche Eisen angreifen, kommt je nach der Art der Flüssigkeit Bronze oder Hartblei zur Verwendung; zuweilen wird das Gehäuse mit Hartgummi ausgekleidet oder emailliert, zur Förderung von Säuren wird auch die ganze Pumpe in Ton ausgeführt. Die Form des Gehäuses ergibt sich aus der Rücksicht auf eine mit möglichst geringen Verlusten verbundene Überführung der aus dem Lauf- bezw. Leitrad tretenden Flüssigkeit in das Druckrohr. Dementsprechend ist das Gehäuse ein nach einer Spirale gewundener Hohlkörper mit gegen die Druckleitung wachsendem Querschnitt oder ein Umdrehungskörper, in welchen das Rad zentrisch eingesetzt ist. Bei wagerechter Welle ist das Gehäuse häufig durch eine zur Radwelle senkrechte Mittelebene in zwei symmetrische Hälften geteilt. Für das Einbringen von Rad und Welle ist die Teilung durch eine wagerechte Ebene in Höhe der Achse bequemer. Am häufigsten ist die Ausführung des Gehäuses als ein Gußstück mit einerseits oder beiderseits aufgeschraubtem Deckel, der groß genug ist, um das Rad seitlich einbringen oder herausnehmen zu können.

Die Flächen des Gehäuses, gegen welche das Rad sich dicht legt, müssen gut bearbeitet werden. Durch stark sandhaltiges Wasser tritt am Gehäuse und Rad ein rascher Verschleiß ein, insbesondere an den Dichtungsleisten; es ist daher zweckmäßig, letztere auswechselbar zu machen. Bei den zu Baggerzwecken verwendeten Pumpen empfiehlt es sich, entweder aus einer besonderen Reinwasserleitung oder mittelst einer besonderen kleinen Pumpe reines Wasser in die beiden ringförmigen Seitenkammern

zu spritzen, wodurch die Abschlußringe erfahrungsgemäß sehr geschont werden.

Bei der Bemessung der Wandstärke des Gehäuses ist die Möglichkeit in Rechnung zu nehmen, daß bei plötzlichem Anhalten der Pumpe die Druckwassersäule abreißt und hierauf zurückfällt. Wegen des hierbei entstehenden Stoßes sind starke Abmessungen erforderlich, falls nicht ein selbsttätiges Rückschlagventil über dem Stutzen des Gehäuses in der Druckleitung vorgesehen ist.

Das Laufrad wird gewöhnlich aus Gußeisen, Stahlguß oder Bronze hergestellt, für die Förderung von Säuren auch aus Hartgummi, Hartblei, Ton etc.

Es werden jetzt meistens sogenannte geschlossene Laufräder d. h. solche mit zwei Seitenwänden ausgeführt. Dabei bilden die Wände mit den Schaufeln ein Gußstück oder es ist die eine Wand angeschraubt, was die genaue Herstellung der Schaufelung und eine saubere Bearbeitung der Kanalwandungen wesentlich erleichert; bei Rädern, die starkem Verschleiß ausgesetzt sind, wie z. B. bei der Förderung von Baggermassen, werden die Schaufeln auch besonders aus Stahlblech hergestellt und mit der Radnabe verschraubt. Eine sorgfältige Ausbalancierung des Rades ist unbedingt erforderlich.

Die Leiträder von Hochdruckpumpen sind in der Regel aus Bronze und haben eine oder zwei Seitenwände. Eine Zuschärfung der inneren Schaufelkanten ist erforderlich, um die Querschnittsverengung durch die Leitschaufeln möglichst zu verringern.

Die Wellen werden gewöhnlich aus Gußstahl, häufig auch aus Nickelstahl, welcher dem Rosten weniger ausgesetzt ist, hergestellt. Pumpen, welche auf Schiffen Aufstellung finden, erhalten auch Wellen aus Bronze oder aus Stahl mit Bronzeüberzug. Ein Haupterfordernis für den guten Gang bildet eine sichere und möglichst geringer Abnutzung unterworfene Lagerung der Pumpenwelle. Letztere wird an einer oder an beiden Seiten durch das Gehäuse geführt, dort gegen dasselbe durch Stopfbüchsen abgedichtet und dann außerhalb des Gehäuses gelagert. Bei guten Ausführungen werden jetzt allgemein lange Lager mit Ringschmierung verwendet. Zur Aufnahme des bei Pumpen mit einseitigem Einlauf und bei mehrstufigen Pumpen auftretenden Axialdrucks dienen bei kleineren Axialkräften meist Kugellager, bei größeren Kammlager mit Zirkulationsschmierung und Wasserkühlung.

Die Stopfbüchsen auf der Saugseite werden mit einem Wasserverschluß versehen, so daß ein Eintreten von Luft verhindert ist.

Die Saugleitung muß luftdicht sein; die Dichtheit der Röhren und der Verbindungen ist daher sorgfältig zu prüfen. Damit die bei der Saugwirkung aus der zu fördernden Flüssigkeit sich absondernden Luft- oder Gasteile leicht abströmen können, darf die Saugleitung nach der

Pumpe zu nur Steigung haben. Wenn jedoch die Leitung über eine Erhöhung geführt werden muß, also ein Teil der ersteren nach der Pumpe zu fällt, so muß an der höchsten Stelle eine Vorrichtung angebracht werden, welche die dort sich ansammelnde Luft oder Gase zeitweise entfernt. Hierzu können die beim Saugheber angegebenen Einrichtungen Verwendung finden.

Für die Förderung nicht ganz reiner Flüssigkeiten ist die Anbringung eines Saugkorbes am Ende der Saugleitung notwendig; die Öffnungen des Korbes haben der Größe der Stücke zu entsprechen, welche noch durch die Pumpe gehen dürfen. Um den Saugkorb behufs Reinigung aus der Flüssigkeit heben zu können, kann man als Saugrohr einen mit Draht umwickelten Schlauch anwenden.

Bequemer ist es, wenn statt des Saugkorbs in dem Saugrohr ein Seiher und zwar oberhalb des Saugwasserspiegels angebracht wird, so daß derselbe für die Reinigung leicht zugänglich ist. Letztere kann ohne Betriebsunterbrechung geschehen, wenn zwei Seiher eingebaut sind, deren jeder während des Betriebs ein- und ausgeschaltet werden kann, so daß abwechslungsweise der eine oder andere zur Verwendung kommt. Eine Einrichtung dieser Art ist in der Abhandlung von O. H. Müller, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905 S. 1182 beschrieben.

Wenn die Pumpe über der Oberfläche der zu hebenden Flüssigkeit aufgestellt wird, so ist ein Fußventil anzubringen, um die Pumpe und das Saugrohr behufs Ingangsetzung anfüllen zu können. Dieses Fußventil wird entweder als selbsttätiges Rückschlagventil oder als von Hand zu bewegender Schieber ausgeführt.

Wird ein selbsttätiges Ventil angewendet, so empfiehlt es sich, dasselbe als Doppelventil auszuführen und über der anzusaugenden Flüssigkeit anzuordnen, um es bequem durch eine am Ventilgehäuse angebrachte Tür reinigen zu können.

Für größere Druckhöhen als 10 m ist unmittelbar über der Pumpe in das Druckrohr ein Rückschlagventil einzuschalten, welches den bei plötzlichem Anhalten der Pumpe durch die zurückfallende Flüssigkeitssäule entstehenden Stoß aufnimmt, also denselben vom Pumpengehäuse fernhält und dieses dadurch vor Beschädigungen bewahrt. Die Rohrteile über und unter dem Rückschlagventil werden zweckmäßig durch ein Röhrchen mit eingeschaltetem Hahn verbunden, um die Pumpe und Saugleitung mit Wasser aus der Druckleitung anfüllen zu können.

Für die Hebung großer Flüssigkeitsmengen auf eine Höhe von wenigen Metern, wie solche bei der Entwässerung von Niederungen vorkommt, kann die lotrechte oder die wagrechte Aufstellung der Kreiselpumpe gewählt werden. Im ersten Fall läuft das Rad im Unterwasser; soll dies vermieden werden, so läßt sich eine wagrecht gelagerte Pumpe über dem Außenwasserspiegel anordnen, so daß Saug- und Druckrohr eine Heber-

leitung bilden, in deren Scheitel die Pumpe steht. Diese Leitung erhält dann weder ein Fußventil noch eine Abschlußvorrichtung; nur wenn die Pumpe unter dem Hochwasserspiegel liegt, ist ein Absperrschieber in die Druckleitung einzuschalten, damit bei Hochwasser und bei Stillstand der Pumpe ein Zurücklaufen des Wassers durch letztere nach der Niederung verhindert werden kann.

Die heberförmige Anordnung des Druckrohres ist auch bei kleineren Pumpenanlagen zu empfehlen, wenn man z. B. Wasser über einen Damm hinweg in einen jenseits desselben befindlichen, mit Wasser erfüllten Graben heben will, wie es bei Kanalbauten vorkommt. Es ist durch die Pumpe dann nur der Höhenunterschied vom Unterwasser- bis zum Oberwasserspiegel zu bewältigen. Das Ansaugen der Flüssigkeit bei der Ingangsetzung erfolgt durch eine Strahlpumpe; auch entfernt diese von Zeit zu Zeit die sich im Heberscheitel, also im höchsten Punkte des Gehäuses, ansammelnde Luft.

Wenn in die Pumpenleitungen Abschlußvorrichtungen einzuschalten sind, so sind hierfür Schieber oder Niederschraubventile zu wählen; bei der Anordnung von Hähnen entsteht bei plötzlichem Abschluß derselben ein kräftiger Rückstoß; werden Hähne dennoch angebracht, so ist auf dem Pumpengehäuse zur Abschwächung des Stoßes ein Sicherheitsventil anzubringen.

Behufs Inbetriebsetzung muß entweder die Pumpe völlig mit Flüssigkeit gefüllt oder letztere mit Hilfe einer besonderen Vorrichtung angesaugt werden. Im ersten Fall ist für ein vollständiges Entweichen der Luft Sorge zu tragen. Wenn das Druckrohr lotrecht aufsteigt, so kann sich Luft im oberen Teil des Gehäuses festsetzen, um dies zu vermeiden, kann man ein dünnes Rohr vom höchsten Punkt des Gehäuses nach dem Druckrohr führen, oder einen Entlüftungshahn dort anbringen. Geht das Druckrohr wagrecht vom Gehäuse ab, so entweicht die Luft von selbst nach dem ersteren.

Das Anfüllen kann mit Hilfe einer Füllschraube (vgl. Fig. 557) oder eines besonderen mit Absperrhahn versehenen Fülltrichters (vgl. Fig. 519) oder eines mit Verschlußschraube ausgerüsteten Auffüllrohres, oder eines vom Druckrohr oberhalb des Rückschlagventils abgezweigten abschließbaren Füllrohres geschehen; in letzterem Falle bringt man gewöhnlich einen Wasserstandszeiger auf der Pumpe an, um deren Füllung erkennen zu können. Bei Anwendung eines Füllrohres ist es unzweckmäßig, dieses auch zur Entlüftung zu benutzen, da die Luft durch die gewöhnlich enge Leitung schlecht entweicht.

Eine Regulierung der Fördermenge bei gegebener Förderhöhe kann durch Änderung der Umdrehungszahl bewirkt werden. Das Diagramm einer zweistufigen Pumpe für 20 Sekundenliter bei 38 m Förder-

höhe und 1420 Umdrehungen in der Minute (Fig. 536), welches dem Prospekt über Hochdruckzentrifugalpumpen der Firma Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal entnommen ist, zeigt, daß bei geeigneter Konstruktion der Pumpe eine Änderung der Fördermenge durch Änderung der Umdrehungszahl in weiten Grenzen möglich ist, ohne daß sich der Wirkungsgrad der Pumpe wesentlich ändert.

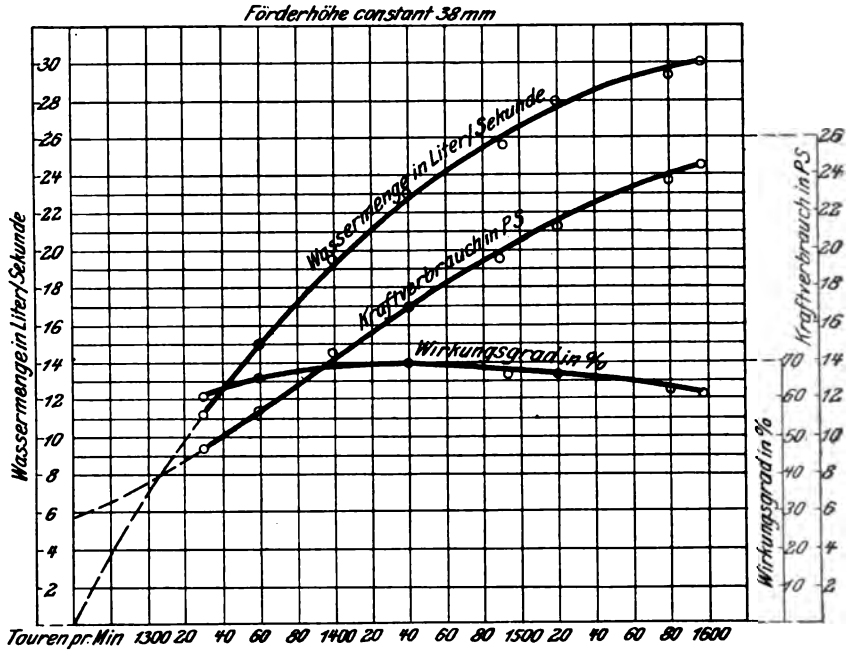


Fig. 536.

Ist eine Veränderung der Umdrehungszahl durch die Verhältnisse ausgeschlossen, so kann eine Änderung der Fördermenge mittelst eines in die Druckleitung eingebauten Regulierschiebers bewirkt werden. Die Wirkungsweise einer solchen Vorrichtung bei einer vierstufigen Pumpe für 63 m Förderhöhe bei 1430 Umdrehungen/Minute, gebaut von der Firma C. H. Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz, veranschaulicht Fig. 537. Der höchste Wirkungsgrad von 73 %, welcher bei 360 l./Min. erreicht wird, sinkt nicht unter 70 %, wenn die Liefermenge auf 280 vermindert oder bis auf 440 l vermehrt wird. Aus der in die Figur eingetragenen Linie des Kraftverbrauchs ist außerdem ersichtlich, daß bei der Fördermenge Null, d. h. wenn der Schieber ganz abgeschlossen ist, der Arbeitsaufwand noch 3,3 Pferdekräfte beträgt. Im allgemeinen liegt der Kraftverbrauch in diesem Falle zwischen 30 und 40 % der Normalleistung.

Wenn durch eine Zentrifugalpumpe ein Behälter gespeist werden soll, aus welchem die Flüssigkeit unregelmäßig entnommen wird, so bringen Brodnitz & Seydel am Ausguß der Druckleitung ein Regelungsventil an, welches durch einen im Druckbehälter angeordneten Schwimmer betätigt wird. Sobald die Flüssigkeit in diesem Behälter eine bestimmte Höhe infolge verminderter Entnahme erreicht, fängt das Ventil an, die Ausflußöffnung zu verschließen; damit aber wird bei gleichbleibender Umdrehungszahl der Pumpe die Leistung derselben vermindert, wobei auch der Kraftverbrauch abnimmt. Das Ventil schließt nicht ganz dicht, so daß bei vollem Abschluß noch eine geringe Flüssigkeitsförderung stattfindet, welche verhindert, daß bei länger dauerndem Abschluß eine Er-

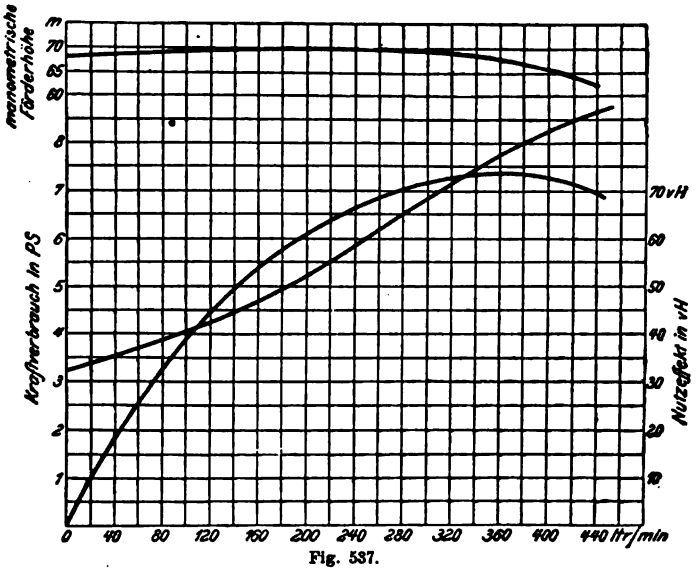


Fig. 537.

wärmung des Wassers im Pumpengehäuse infolge der Drehung des Schaufelrades eintritt.

Beim Entleeren von Schleusen, Docks u. dgl. kommt der Fall vor, daß zuerst die Förderhöhe nahezu null ist und allmählich mit der fortschreitenden Entleerung wächst. Die Betriebsmaschine einer solchen Förderung müßte dann für die größte Leistung gebaut und würde im Anfang nur sehr gering beansprucht werden, wobei der Wirkungsgrad sehr schlecht ausfallen würde. Um dieses Mißverhältnis zu beseitigen, kann die Pumpenanlage derart eingerichtet werden, daß für die kleinen Förderhöhen mehrere Pumpen nebeneinander wirken und daher eine große Fördermenge bewältigt wird; um dann die größeren Förderhöhen zu überwinden, werden die Pumpen hintereinander geschaltet, wobei die

Fördermenge nur der Lieferung einer Pumpe entspricht. Zur geeigneten Verbindung der Pumpen verwendet das Eisenwerk, vormals Nagel & Kaemp, Aktien-Gesellschaft in Hamburg-Uhlenhorst, ein Wechselventil (erlosch. D.R.P. Kl. 59 Nr. 73159). Fig. 538—540 veranschaulichen die Ausführung desselben für eine Zentrifugalpumpenanlage,

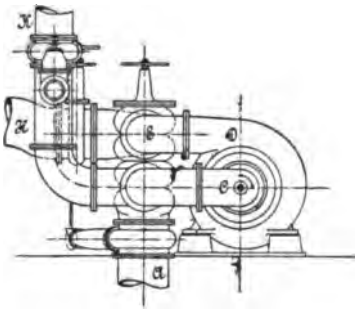
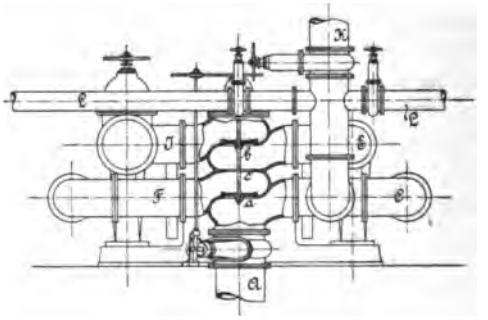


Fig 538.



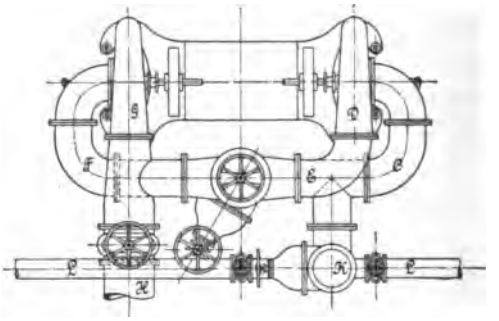


Fig. 539 u. 540.

welche aus vier Pumpen besteht, die paarweise von rasch-laufenden Dampfmaschinen angetrieben werden und zu je zwei in Pontons untergebracht sind. Letztere dienen gelegentlichen Revisionen und Ausbesserungen an den Schleusen des Nord-Ostseekanals in Brunsbüttel und Holtenau; sie werden dann außerhalb der Stromtore, an einen Mauerfalz sich anlehnend, mittelst Einlassens von Wasserballast auf den Grund gesetzt und schließen damit die Schleuse ab, die dann durch die Pumpen trocken gelegt werden kann. Die Wassermenge, etwa 53000 cbm, soll in 12 Stunden bewältigt werden; die Förderhöhe beträgt bei leerer Schleuse für Mittelwasser 10 m, bei Sturmflut in der Nordsee bis zu 15 m.

Wenn die Ventilteller des Wechselventils die in Fig. 539 angegebene Lage einnehmen, so sind die beiden Pumpen hintereinander geschaltet, das Wasser fließt aus dem Saugrohr A in das Rohr C und tritt aus diesem in die Pumpe D, welche es durch das Rohr E wieder in das Gehäuse des Wechselventils fördert; aus diesem gelangt das Wasser durch das Rohr F zur zweiten Pumpe G, die es in das Förderrohr H wirft. Sollen die Pumpen nebeneinander bei Bewältigung kleiner Förderhöhen wirken, so werden die Ventilteller a und b der Umsteuerung mittelst Hand-

rad und Schraube gehoben, bis a den darüberliegenden Durchgang c abschließt. Dann fließt das Wasser aus dem Saugrohr A beiden Pumpen durch die Rohre C und F gleichmäßig zu; das aus der Pumpe G kommende Wasser tritt unmittelbar in das Förderrohr H, während dasjenige der Pumpe D durch das Rohr E, das Ventilgehäuse und das Rohr J dorthin gelangt.

Das Rohr K dient der gelegentlichen Verwendung der Pontons als Leichter; die beiden seitlichen Anschlüsse L kommen aus den Wasserballast-Abteilungen.

Bei angestellten Versuchen ergab sich, daß beide Pumpen nebeneinander geschaltet bei 398 Umdrehungen in der Minute zusammen 1060 l Wasser in der Sekunde 2,9 m hoch saugten und 6 m hoch drückten; in hintereinander geschalteter Wirkung wurden bei 405 Umdrehungen 480 l Wasser in der Sekunde 3,79 m hoch gesaugt und 11 m hoch gedrückt.

Beispiele von Pumpenkonstruktionen.

Einstufige Pumpen ohne Leitrad.

Bei Entwässerungsanlagen handelt es sich meistens um die Förderung großer Wassermengen auf geringe Höhe, wobei häufig sowohl Fördermenge als Förderhöhe veränderlich sind. Für diesen Zweck baut die

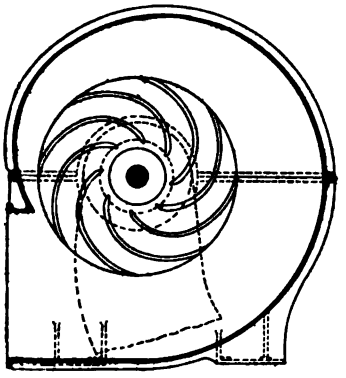


Fig. 541.

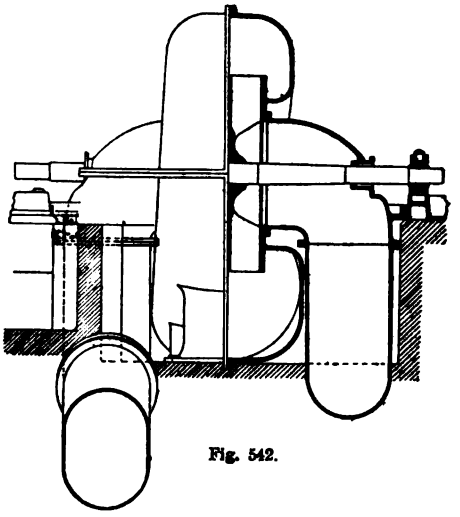


Fig. 542.

Maschinenfabrik Cyclop, Mehlis & Behrens in Berlin, Zentrifugalpumpen von der in Fig. 541 bis 543 dargestellten Konstruktion. Das gußeiserne Schaufelrad hat zweiseitigen Einlauf, die von beiden Seiten auf das Rad wirkenden Axialdrücke heben sich infolgedessen

gegenseitig auf. Das Rad besteht aus einer Scheibe, an welche auf jeder Seite acht Flügel angegossen sind, es hat keine Seitenwände und von innen nach außen gleichbleibende Breite. Die Schaufeln sind stark zurückgezogen, so daß das Wasser mit geringer absoluter Geschwindigkeit in das Gehäuse tritt, und zwar ist diese Geschwindigkeit gleich der Geschwindigkeit in der Druckleitung; die Anbringung eines konischen Stutzens zur Überführung des Wassers aus dem Gehäuse in das Druckrohr behufs allmählicher Umsetzung der Austrittsgeschwindigkeit in Druck ist daher nicht erforderlich. Die Abdichtung zwischen Druck- und Saugraum, welche dadurch bewirkt wird, daß die seitlich bearbeiteten Schaufeln dicht an die abgedrehten Flächen der Gehäusewand heranreichen, ist bei der geringen Förderhöhe vollkommen genügend. Wegen seiner großen Abmessungen besteht das Gehäuse aus vier Teilen, welche miteinander verschraubt sind. Zu beiden Seiten schließen sich die mit Stopfbüchsen versehenen Krümmer des Einlaufes an. (Weiteres über diese Pumpe siehe Seite 491.)

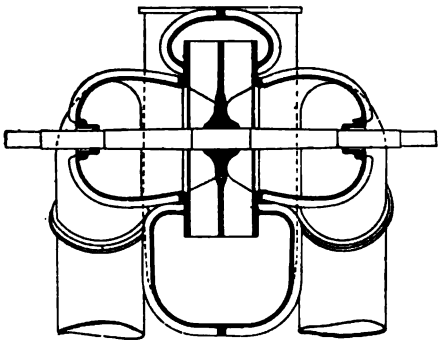


Fig. 543.

Einen weiteren Fall der Verwendung von Zentrifugalpumpen zur Förderung großer Wassermengen auf eine geringe Höhe stellen die Oberflächenkondensationsanlagen für Schiffsmaschinen dar. Das Gehäuse solcher Pumpen wird der größeren Dauerhaftigkeit und Leichtigkeit wegen aus Bronze gegossen; die Schaufelräder werden auch aus Bronze oder besser noch aus Kupferblech angefertigt, um sie möglichst dünn und damit den Durchgangsquerschnitt möglichst groß zu erhalten. Zur Erzielung der nötigen Festigkeit werden die Räder dann mit parallelen Seitenwänden versehen. Eine solche Pumpe, von der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft Vulkan ausgeführt, ist in Fig. 544 und 545 nach einer in Busleys Werk „Die Schiffsmaschine“ gegebenen Zeichnung dargestellt. Zwei solche Pumpen mit 0,7 m Raddurchmesser werden unmittelbar von zwei stehenden Dampfmaschinen getrieben und haben die Aufgabe, das Kühlwasser durch den Oberflächenkondensator einer Schiffsmaschine von 2100 PS zu bewegen. Das bronzene Gehäuse ist mit einem kleinen Hahn zur Entfernung der Luft aus der Rohrleitung und der Pumpe bei der Füllung mit Wasser versehen. Die Welle läuft in Lagern mit Pockholzfutter und ist an der äußeren Seite des Gehäuses durch einen vorgeschraubten Deckel, an der inneren durch eine Stopfbüchse abgedichtet.

Die meisten Ausführungen haben Räder mit nach außen abnehmender Breite, wie folgende Beispiele zeigen.

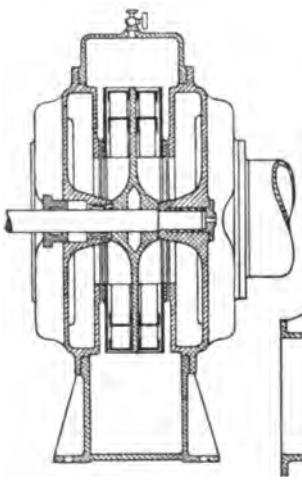


Fig. 544.

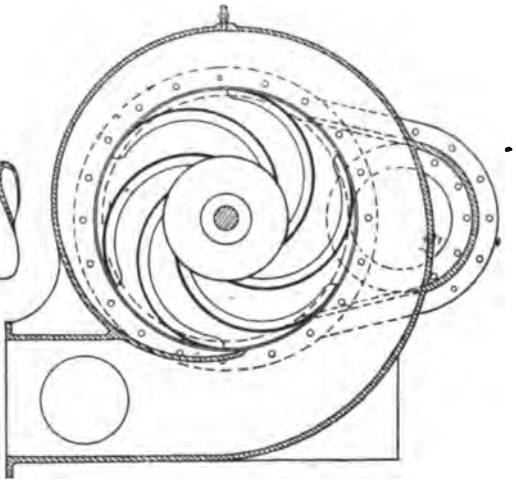


Fig. 545.

Bei der in Fig. 546 und 547 dargestellten Pumpe der Maschinenfabrik Cyclop, Mehlis & Behrens in Berlin, läuft das Rad zentrisch in dem kreisrunden Gehäuse, eine Abdichtung des Druckraumes gegen den Saugraum durch Dichtungsleisten ist nur am inneren Radumfange

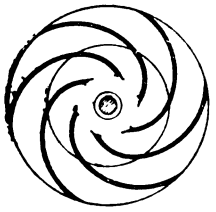


Fig. 546.

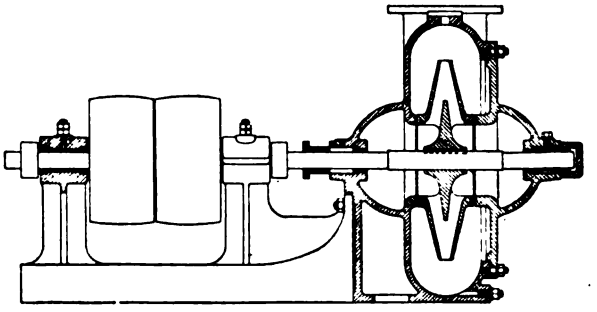


Fig. 547.

vorhanden. Pumpengehäuse und Lagergestell sind getrennt ausgeführt und miteinander verschraubt. Die Radwelle ist einerseits im Pumpengehäuse, anderseits in einem aufgeschraubten Deckel, durch dessen Abnahme das Rad zugänglich wird, gelagert.

Für Wassermengen von 2 bis 20 cbm in der Minute und bis zu 30 m Förderhöhe führt A. Borsig in Berlin-Tegel die in Fig. 548 bis 550 dargestellte Pumpe aus. Das Mittelstück des Spiralgehäuses mit

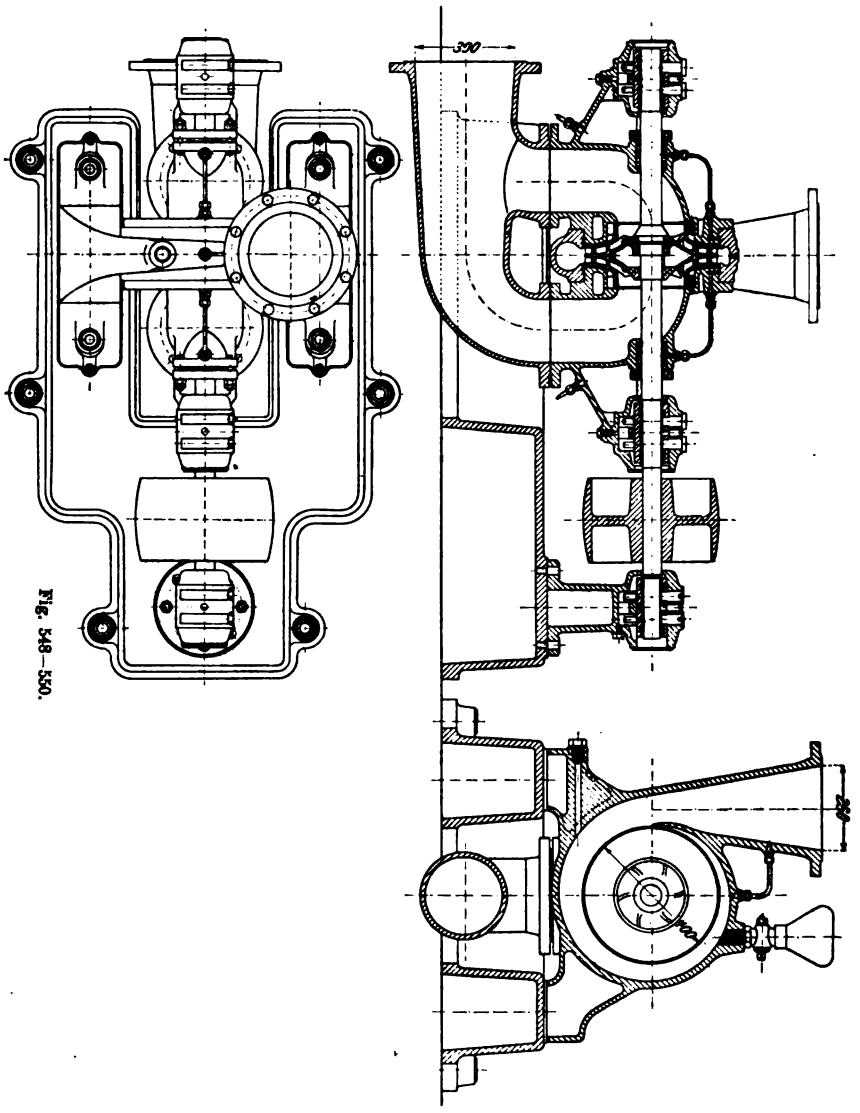


Fig. 548—550.

Konus stützt sich mit breiten Füßen auf den Fundamentrahmen. Der seitliche Abschluß des Gehäuses erfolgt durch zwei dicht an die Außenwände des Rades herantretende, eingesetzte Seitenteile, welche mit den

Krümmern für die beiderseitige Zufuhr des Wassers in einem Stück ausgeführt sind. Die Abdichtung zwischen Druck- und Saugraum geschieht durch zwei auswechselbare Bronzeringe. Die Radwelle ist von zwei an die Krümmer angegossenen, mit doppelter Ringschmierung versehenen Lagern getragen; ein drittes Lager steht auf dem Fundamentrahmen. An den Stellen, wo die Welle die Wand des Einlaufes durchdringt, findet die Abdichtung durch unter Wasserdruck gesetzte Stopfbüchsen mit Hanfpackung statt. Die Radnabe ist auf die Welle aufgeschraubt. Im oberen Teil des Gehäuses befindliche Luft kann beim Anfüllen der Pumpe vor der Inbetriebsetzung oder auch während des Betriebes durch ein im höchsten Punkt des Gehäuses angeschlossenes Röhrchen in das Druckrohr entweichen.

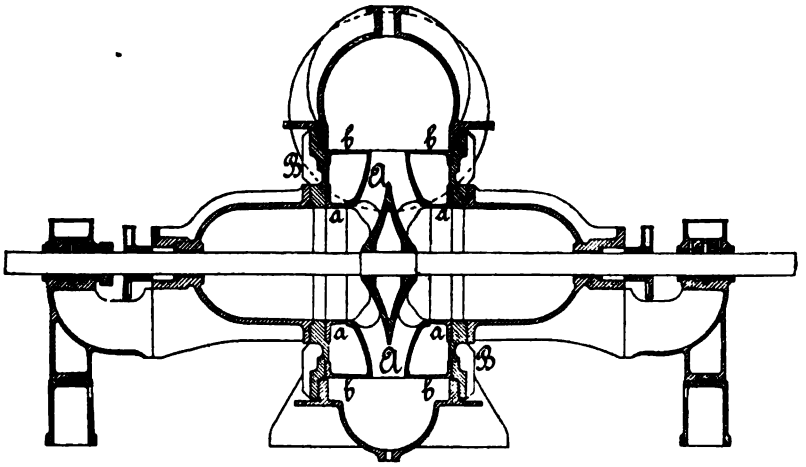


Fig. 551.

Bei den von Brodnitz & Seydel in Berlin gebauten Pumpen (Fig. 551 und 552) wird das Wasser dem Rad durch zwei horizontale Krümmer zugeführt. Das Schaufelrad läuft an zwei besonders eingesetzten, nach Abnützung auswechselbaren Ringen a und b vorbei. Zwischen diesen ist ein Raum, in welchem sich ein Flüssigkeitsring mit gleichförmiger Drehung bewegt, ohne daß Wasserwirbel entstehen. Es ist anzunehmen, daß infolge der doppelten Abdichtung (innen und außen)

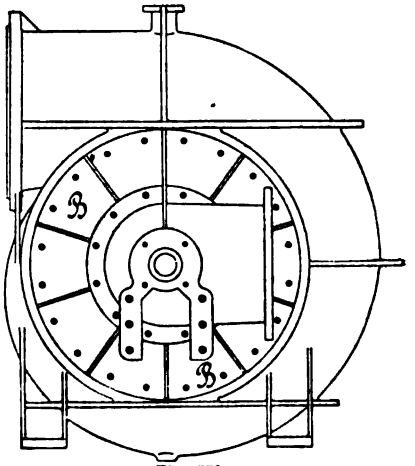


Fig. 552.

und vermöge des Umstandes, daß das im Zwischenraum kreisende Wasser durch seine Zentrifugalkraft in radialer Richtung einen Druck nach außen ausübt, durch welchen der Pressungsunterschied an den Dichtungsstellen vermindert wird, die aus dem Druck- in den Saugraum durch den Spalt zurückströmende Wassermenge sehr gering ist. Der gesamte Aufbau der Pumpe ist demjenigen der vorstehend beschriebenen Pumpe ähnlich. Das auf dem Fundament aufsitzende Spiralgehäuse ist durch zwei seitliche Deckel, in welche die Krümmer des Einlaufes einmünden, abgeschlossen. Die Welle wird von zwei Lagern getragen, welche an die Krümmer angeschraubt und außerdem durch das Fundament abgestützt sind.

Eine Zentrifugalpumpe mit vertikaler Welle, welche hauptsächlich zur Verwendung als Brunnen- oder Abteufpumpe geeignet ist, veranschaulicht Fig. 553 bis 555 (Konstruktion von A. Borsig in Berlin-Tegel). Das Schaufelrad dreht sich in einem spiralförmigen Gehäuse, welches durch konische Stutzen an die Saug- und die Druckleitung angeschlossen ist. Die Verbindung zwischen Pumpe und Elektromotor wird durch ein zylindrisches Lagergehäuse gebildet. Dieses enthält in seinem unteren Teile eine Stopfbüchse, an welche sich unmittelbar ein Halslager anschließt. In reichlicher Entfernung über dem letzteren befindet sich ein zweites Halslager, welches zugleich einem Kugellager als Stütze dient. Der von diesem Lager aufzunehmende Vertikaldruck ist gleich dem Gewichte von Schaufelrad und Welle samt Kupplungsscheibe, abzüglich des nach oben gerichteten Axialdruckes, welchen der von unten eintretende Wasserstrom infolge seiner Ablenkung auf das Rad ausübt. Die elastische Gummipufferkupplung, durch welche Pumpen- und Motorwelle verbunden sind, gestattet, den Motor nach Lösung der ihn mit dem Lagergehäuse verbindenden Schrauben ohne weiteres abzuheben. Die Schmierung der Halslager erfolgt durch einen Tropföler derart, daß das von dem oberen Lager abtropfende Öl dem unteren Lager in einem die Welle umhüllenden Teleskoprohr zugeführt wird. Das Kugellager läuft in einem Ölbade, dessen Ölstand durch ein mit Verschlußschraube versehenes Gefäß beobachtet und reguliert werden kann. Die den Zutritt zu den Lagern vermittelnde Öffnung im Lagergehäuse ist durch einen Deckel wasserdicht verschließbar.

Eine große Zentrifugalpumpe mit vertikaler Welle ist ferner auf S. 489 beschrieben.

Eine von den übrigen Ausführungen abweichende Konstruktion zeigen die zylindro-konischen Schraubenpumpen (Fig. 556 bis 558) der Maschinenfabrik Quiri & Cie. in Schiltigheim i. E. Dieselben sind Zentrifugalpumpen, deren Laufrad A einen konischen Anbau B mit schraubenförmigen Schaufeln besitzt, zu dem Zweck, die Ablenkung der Flüssigkeit aus der axialen in die radiale Bewegungsrichtung, welche bei den gewöhnlichen Zentrifugalpumpen beim Eintritt der Flüssigkeit in

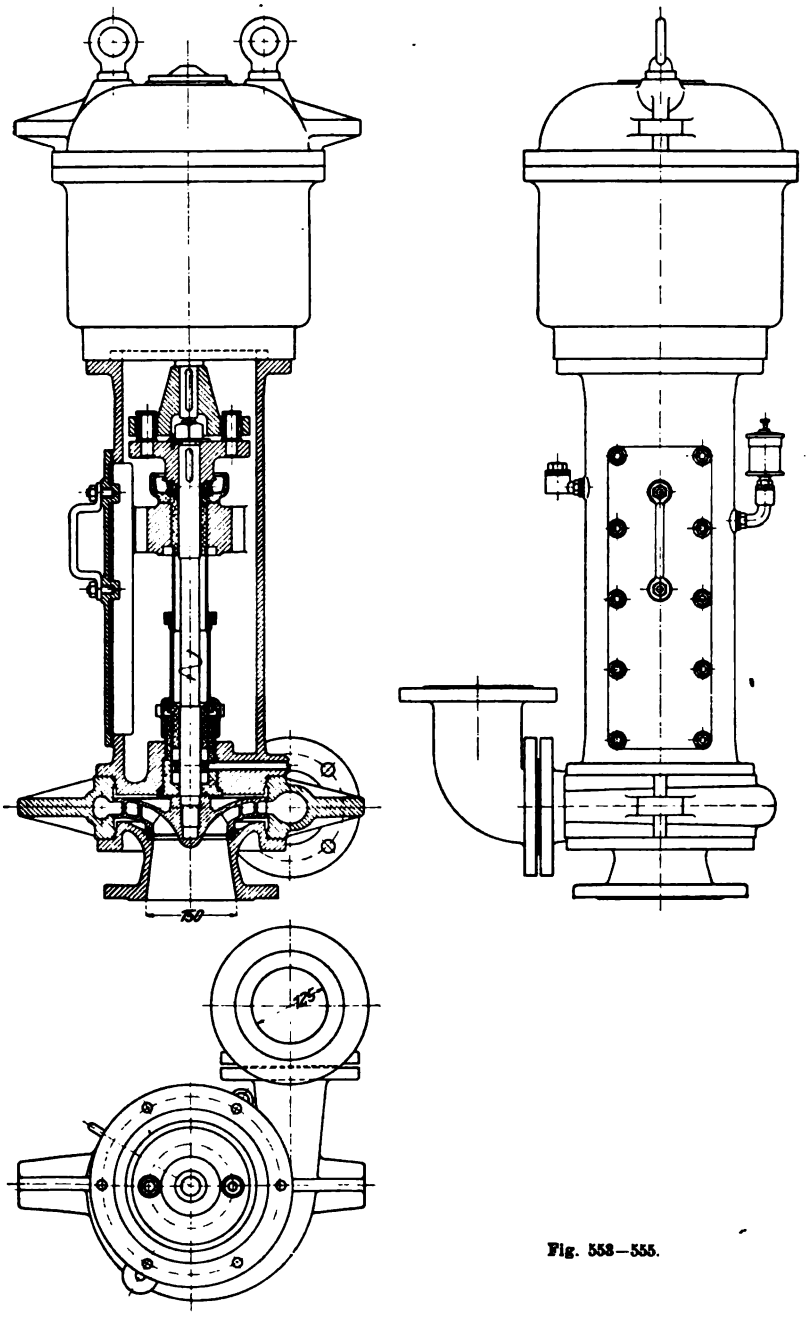


Fig. 553—555.

das Rad sehr rasch erfolgt, ganz allmählich zu bewirken. Die in axialer Richtung gegen die Kegelspitze strömende Flüssigkeit erhält durch die Schaufeln eine Drehbewegung und wird durch die hierbei entstehende Zentrifugalkraft und den Druck der Schaufeln an der Kegelfläche emporgetrieben, wodurch sie mit stetig in der Richtung des Umfangs wachsender und gleichzeitig in der Richtung der Achse abnehmender Geschwindigkeit in das eigentliche Schaufelrad gelangt.

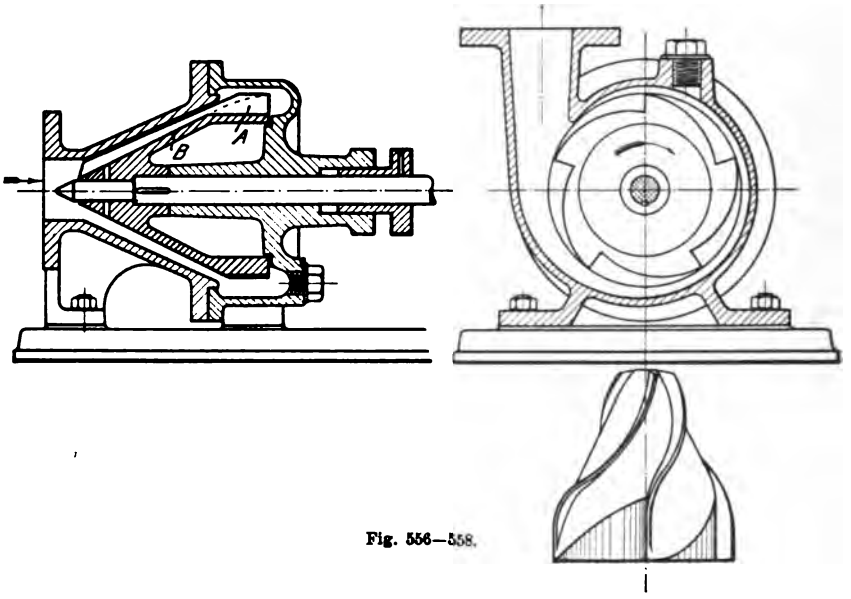


Fig. 556—558.

Diese Pumpen werden auch als Zwillingspumpen mit Riemenantrieb ausgeführt, indem zwei gleiche Modelle in symmetrischer Anordnung aufgestellt werden, wobei die für beide Pumpen gemeinschaftliche Welle durch eine in der Mitte angebrachte Riemenscheibe angetrieben wird. Infolge der symmetrischen Anordnung sind die Axialdrücke einander entgegengesetzt gerichtet und heben sich deshalb auf.

Über die Konstruktion von Zentrifugalpumpen aus Steinzeug, wie sie zur Förderung von Säuren u. dgl. von der Firma Vereinigte Tonwarenwerke A.-G. in Charlottenburg ausgeführt werden, gibt eine Abhandlung von G. Lindner in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905 S. 1301 Aufschluß.

Einstufige Pumpen mit Leitrad.

Wie bereits auf S. 431 hervorgehoben, ist es bei Pumpen für große Förderhöhe, also mit großer Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem

Laufrad von Vorteil, das letztere mit einem Ringkanal zu umgeben, durch den das Wasser mit abnehmender Geschwindigkeit und wachsendem Druck in das Pumpengehäuse übergeführt wird. Der Wert einer solchen Einrichtung wurde schon früh erkannt:

Decoeur hat bereits im Jahre 1877 Untersuchungen hierüber in den „Annales des ponts et chaussées" veröffentlicht, aus welchen die Konstruktion seiner in Fig. 559 und 560[1]) dargestellten Pumpe entstanden ist.

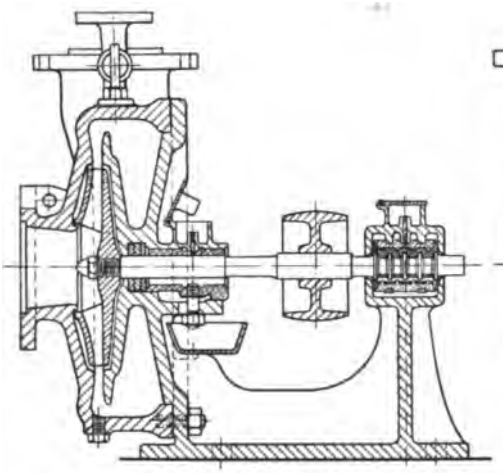


Fig. 559.

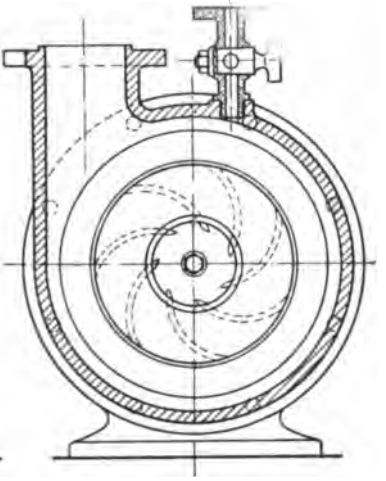


Fig. 560.

Die beiden Teile, aus welchen das Pumpengehäuse besteht, sind so geformt, daß sie das Rad umschließen und einen dasselbe umgebenden Ringkanal mit nach außen zunehmender Breite bilden, durch welchen das Wasser in den Gehäuseraum mit geringer Geschwindigkeit übergeführt wird.

In ähnlicher Weise besitzen die von der Worthington-Pumpen-Compagnie ausgeführten Volutepumpen[2]) (Fig. 561 und 562) zwischen dem Laufrad und dem Spiralgehäuse einen Übergangskanal mit parallelen Seitenwänden. Hierdurch findet die Umsetzung der Austrittsgeschwindigkeit in Druck, trotzdem keine Leitschaufeln im Kanal vorgesehen sind, bereits in so günstiger Weise statt, daß diese Pumpen bei Förderhöhen bis etwa 15 m einen Wirkungsgrad von 70 % ergeben.

Auch bei den mehrstufigen Pumpen von Rateau (s. S. 482) wird die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrade in einem Ringkanal ohne Schaufelung in Druck umgesetzt.

---

[1]) R. Masse, Les Pompes. Paris. Vve Ch. Dunod Editeur 1903.
[2]) O. H. Müller, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 1184.

Die Anordnung von Schaufeln im Leitkanal hat die Firma Nagel & Kämp in Hamburg schon Ende der 1860er Jahre getroffen[1]). Eine

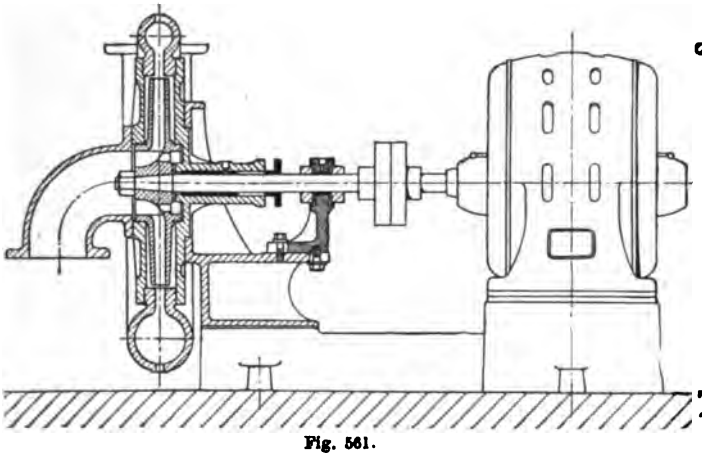


Fig. 561.

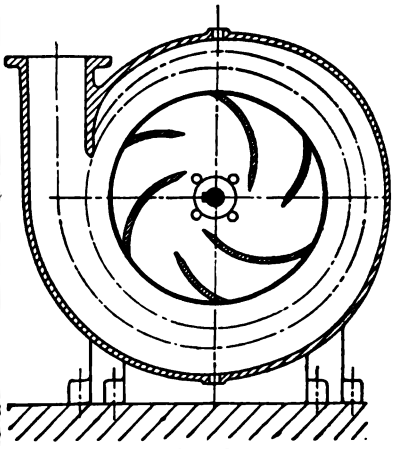


Fig. 562.

von dieser Firma ausgeführte Pumpe zeigen die Fig. 563 und 564. Das Laufrad A von gleichbleibender Breite ist mit einem feststehenden Kranz B

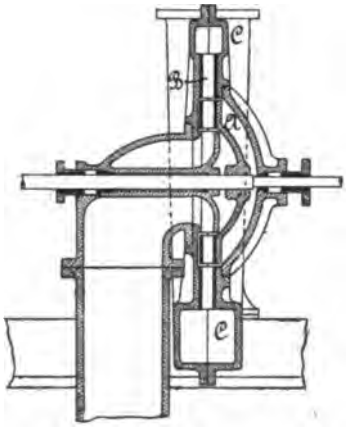


Fig. 563.

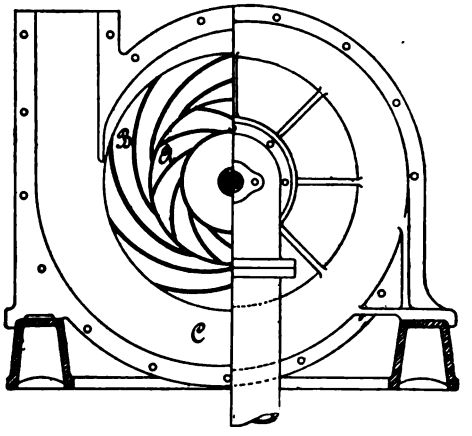


Fig. 564.

von Leitschaufeln umgeben, welche das aus A strömende Wasser in das Gehäuse C leiten. Der Austritt aus dem Leitrad erfolgt unter kleinerem Winkel gegen den Leitradumfang als der Eintritt in dieses.

Die Firma G. Schiele & Co. in Frankfurt a. M.-Bockenheim

[1]) Dubbel, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 1004.

baut seit zwei Jahren einstufige Leitradpumpen nach Fig. 565 und 566 für Fördermengen von ca. 300 bis 20000 Liter in der Minute und Förderhöhen bis zu ca. 40 Meter. Die Schaufelung des Laufrades (siehe Fig. 567) von verhältnismäßig kleinem Durchmesser und großer Breite ist behufs gesetzmäßiger Wasserführung im Schaufelraum und stoßfreien Eintritts längs der ganzen Breite der inneren Schaufelkante nach den gleichen Grundsätzen wie diejenige der Laufräder von Francisturbinen auszuführen. Das Leitrad (s. Fig. 568), dessen Breite nach außen stark zunimmt, ist auf der einen Seite offen, wodurch eine bequeme Herstellung und Bearbeitung ermöglicht ist. Der Abschluß auf dieser Seite wird durch die Gehäusewand bewirkt. Das Gehäuse ist vertikal geteilt und zur Vereinfachung der Herstellung symmetrisch ausgebildet. Trotz des Fehlens seitlicher

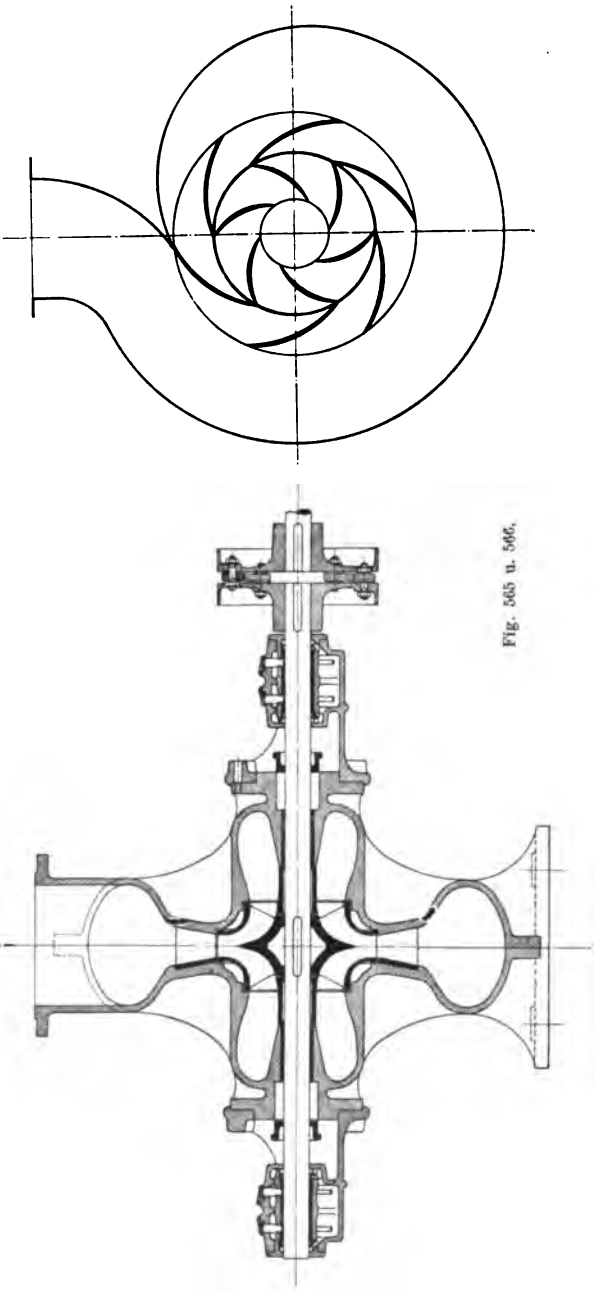


Fig. 565 u. 566.

Deckel kann das Gehäuseinnere in kurzer Zeit ohne Wegnahme der Saug- und Druckrohrleitungen zugänglich gemacht werden.

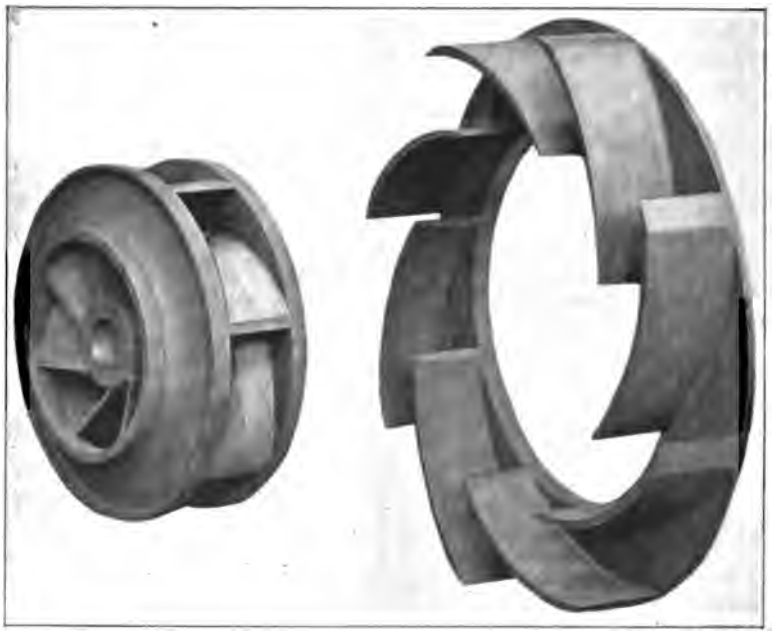


Fig. 567 u. 568.

Mehrstufige Pumpen.

Die Konstruktion von Zentrifugalpumpen, bei welchen zur Erzielung einer größeren Förderhöhe mehrere Räder gleicher Ausführung hintereinander geschaltet und auf gemeinschaftlicher Welle in einem Gehäuse untergebracht sind, wurde schon vor mehreren Jahrzehnten ausgeführt.

In der „Sammlung von Zeichnungen für die Hütte" ist z. B. bereits im Jahre 1873 eine von der Berliner Union, Aktien-Gesellschaft für Maschinenfabrikation in Berlin ausgeführte vierräderige Hochdruckzentrifugalpumpe, welche für das Berliner Aquarium gebaut wurde, veröffentlicht. Wie aus Fig. 569 und 570 ersichtlich, zeigt diese Pumpe symmetrische Anordnung der Räder zu beiden Seiten einer Trennungswand zwecks Aufhebung des Axialdruckes, horizontale Teilung des Gehäuses behufs bequemer Freilegung und Reinigung des Pumpeninneren und die Anordnung von Rippen im Gehäuse zur Aufhebung der Drehbewegung des Wassers bei der Überführung desselben von einem Rad in das nächstfolgende, d. h. lauter Konstruktionseinzelheiten, wie sie auch bei den mehrstufigen Pumpen der Neuzeit zu finden sind.

Seit 1886 baut die Firma Brodnitz & Seydel in Berlin sogenannte Doppelzentrifugalpumpen (Fig. 571), welche als zwei durch eine Scheidewand getrennte und in einem Gehäuse vereinigte Pumpen

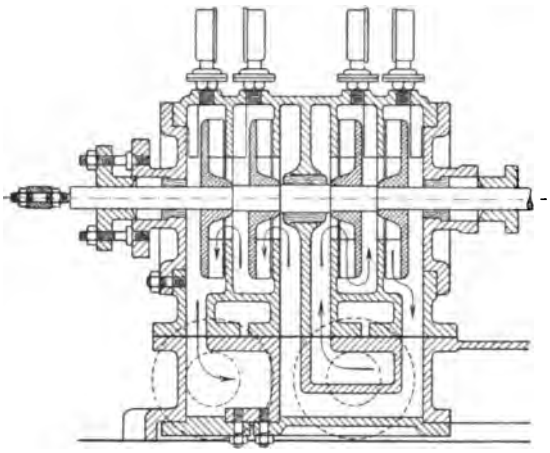


Fig. 569.

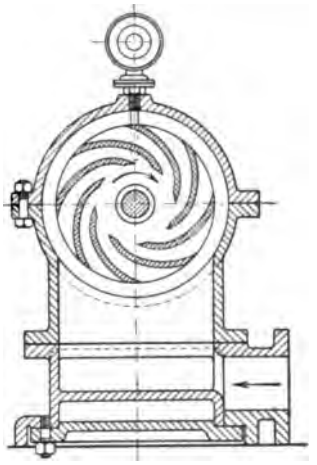


Fig. 570.

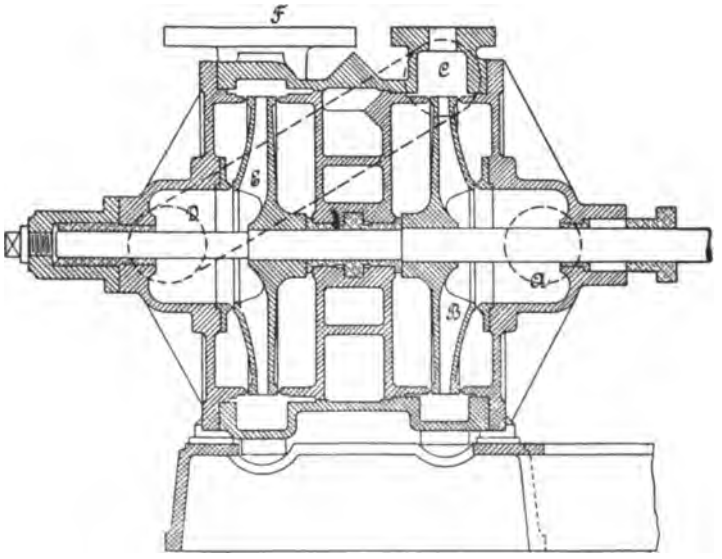


Fig. 571.

gleicher Ausführung anzusehen sind. Das Wasser wird von dem ersten Rad B bei A angesaugt und in das Gehäuse C ohne Vermittelung eines

Leitkanals geschleudert. Aus diesem Gehäuse wird es durch ein außerhalb des Pumpenkörpers geführtes Rohr dem zweiten Rade E mit einer Pressung, welche gleich der Förderhöhe des ersten Rades, also gleich der halben Förderhöhe der ganzen Pumpe ist, bei D zugeleitet, worauf es durch das zweite Rad E auf den vollen Druck gebracht und bei F in die Druckleitung übergeführt wird.

Die genannte Firma baut solche Doppelpumpen bis 100 m Förderhöhe. Für größere Förderhöhen werden mehrere Doppelpumpen hintereinander geschaltet.

Das Verdienst, den Anstoß zu der heutigen großartigen Entwickelung des Hochdruck-Zentrifugalpumpenbaues gegeben zu haben, gebührt der Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur, indem diese die vorzügliche Eignung der Zentrifugalpumpe für den unmittelbaren Antrieb durch Elektromotoren auf der Genfer Ausstellung im Jahre 1896 durch die Vorführung einer elektrisch angetriebenen Hochdruckzentrifugalpumpe vollendeter Konstruktion erstmals zur Anschauung brachte.

Die mit dem Baue von mehrstufigen Pumpen für große Förderhöhe erwachsende neue Aufgabe für den Konstrukteur besteht in der Bewältigung des wegen der großen Förderhöhe bedeutenden Axialdruckes und in der Erreichung einer günstigen, mit wenig Verlusten verbundenen Überführung des Wassers von einem Rade in das nächstfolgende unter gleichzeitiger Erzielung eines gedrängten Baues der ganzen Pumpe.

Der Axialdruck entsteht bei dem linken Rad der in Fig. 572 dargestellten Pumpe in folgender Weise: In den Räumen 1 und 2 herrscht eine Flüssigkeitspressung p_2, welche annähernd gleich ist dem Spaltdruck am Radumfang, also der Pressung, mit welcher das Wasser aus dem Rad ausströmt, jedenfalls aber größer ist als die Pressung p_1, welche auf den Saugeintrittsquerschnitt des Rades wirkt. Bezeichnet man mit F_2 die rechte, vom Wasser berührte Außenfläche des Rades, mit F_1 die Fläche des Saugeintrittsquerschnittes, dann ist $F_2 - F_1$ die Größe der linken Außenfläche des Rades und dieses wird demnach durch die Flüssigkeitspressung nach links mit einer Kraft

$$\begin{aligned} N &= F_2 p_2 - (F_2 - F_1) p_2 - F_1 p_1 \\ &= F_1 (p_2 - p_1) \end{aligned} \qquad \ldots \quad 421$$

gedrückt.

Die Axialkraft ist also im allgemeinen um so größer, je größer die Pressungsdifferenz $p_2 - p_1$ oder die Förderhöhe und je größer der Eintrittsquerschnitt F_1, also die Födermenge der Pumpe ist.

Die bei der Konstruktion der Pumpe zu berücksichtigende Axialkraft ist etwas geringer, weil durch die Ablenkung des Wassers von der

axialen in die radiale Richtung beim Eintritt in das Rad ein Gegendruck entsteht.

Die Aufhebung des Achsialschubs pflegt man bei einstufigen Pumpen meistens dadurch zu bewirken, dass man das Rad mit doppeltem Einlauf, also symmetrisch zu seiner senkrechten Mittelebene ausführt. Die von beiden Seiten wirkenden Drücke sind dann gleich groß und heben sich deshalb auf. Die Anordnung mit doppeltem Einlauf kommt einem Parallelschalten zweier symmetrisch auf der Welle angeordneter Räder gleich. Eine Aufhebung des Axialdrucks läßt sich aber bei symmetrischer Anordnung auch dann erzielen, wenn die Räder hintereinander geschaltet sind und zwar dadurch, dass zwischen beiden Rädern eine Zwischenwand angeordnet wird (Fig. 572).

Bedeuten neben den obigen Bezeichnungen p_3 und p_4 die Pressungen auf den Eintrittsquerschnitt bezw. auf die Außenflächen des zweiten Rades, so wird dieses Rad mit der Kraft F_1 $(p_4 - p_3)$ nach rechts, das erste Rad dagegen, wie oben gefunden wurde, mit der Kraft F_1 $(p_2 - p_1)$ nach links gedrückt. Diese beiden einander entgegengesetzten Kräfte sind gleich gross, denn $p_4 - p_3$ ist gleich $p_2 - p_1$, wenn die beiden Räder von gleicher Konstruktion sind und deshalb auch die von ihnen bewirkte Drucksteigerung gleich groß ist. Die Anordnung paarweise symmetrisch zu einer Zwischenwand gestellter Räder findet sich bei den Pumpen von Sulzer (s. Fig. 577).

Eine Ausgleichung des Axialdrucks läßt sich auch erzielen, indem man die Räder in zwei Gruppen mehrerer, gleichgestellter, hintereinander geschalteter Räder teilt und die beiden Gruppen symmetrisch zu einer Trennungswand auf der Welle anordnet (s. Pumpe von Borsig Fig. 583 und Tafel XIV).

Die Aufhebung des Axialdrucks durch symmetrische Anordnung bedingt stets eine gerade Anzahl von Rädern, was unter Umständen für die Verwendung vorhandener Modelle unbequem ist.

Diese Einschränkung entfällt, wenn die Entstehung des Axialdrucks bei jedem einzelnen Rad durch die Konstruktion des Rades selbst vermieden wird: Bei den Jägerpumpen (Fig. 573) sind zu diesem Zwecke an den Außenseiten des Laufrades zwei Dichtungsringe e angebracht, welche gegen entsprechende Ringflächen am Gehäuse abdichten. Durch den Spalt am äußeren Umfang des Rades wird der Druck des Wassers in den Räumen 1 und 2 gleichmäßig verteilt. Ebenso ist in den innerhalb dieser Dichtungsringe gelegenen Räumen 3 und 4 gleicher Druck dadurch erzielt, daß die Radwand mit Durchbohrungen 0 versehen ist. Das Rad wird somit kein Bestreben haben, nach einer Seite auszuweichen. Auch angenommen, daß die Ringe e nicht dicht sind, wird der Druck trotzdem auf beiden Seiten gleich bleiben, da durch die Bohrung 0 stets ein Ausgleich stattfinden kann.

Ein weiteres Mittel zur Vermeidung eines Axialschubes besteht darin, daß man den Seitenwänden des Rades verschiedene Durchmesser gibt: Bei der Rateaupumpe (D.R.P. Kl. 59 b, Nr. 155111 und 157386) (Fig. 574) hat die dem Einlauf gegenüberliegende Radscheibe einen kleineren Durchmesser als der Schaufelkranz. Da die Drucksteigerung im Schaufel-

Fig. 572.

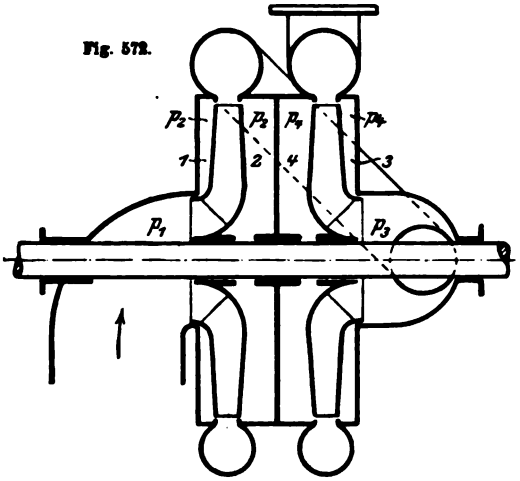
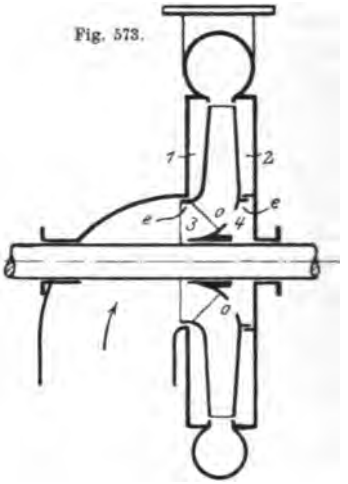


Fig. 573.



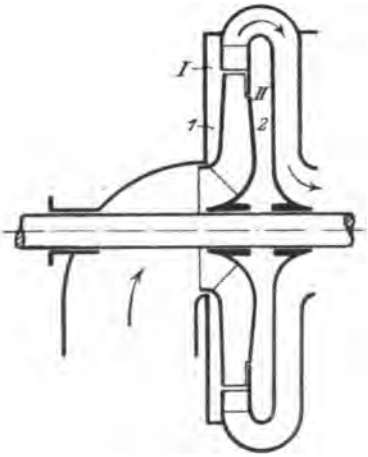


Fig. 574.

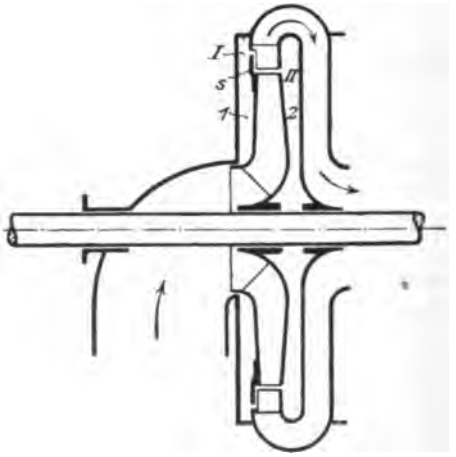


Fig. 575.

rad von innen nach außen vor sich geht, so ist die Pressung im Spalt II und demnach im Raum 2 kleiner als am Radumfang im Spalt I und im Raum 1. Durch die Verkleinerung der inneren Radscheibe kann eine derartige Verminderung der gegen den Einlauf gerichteten Axialkraft

bewirkt werden, daß diese nicht größer ist als die Summe der von der Einlaufseite her auf das Rad wirkenden Flüssigkeitsdrücke.

Das gleiche wird nach dem Patent von W. Lange (D.R.P. Kl. 59 b, Nr. 160461) dadurch erreicht, daß an der dem Einlauf zugekehrten Radwand (Fig. 575) eine Scheibe s angebracht ist, welche den einerseits zum Teil offenen Leitapparat abdeckt. Wegen der Zunahme des Flüssigkeitsdrucks im Leitapparat von innen nach außen ist die Pressung im Spalt I und Raum 1 größer als im Spalt II und Raum 2. Der Durchmesser der Entlastungsscheibe ist so zu wählen, daß die Summe der von beiden Seiten auf die Radwände wirkenden Flüssigkeitsdrücke gleich null ist.

Da die Größe der Flüssigkeitspressungen in den einzelnen Räumen sich nicht mit Sicherheit im voraus beurteilen läßt und außerdem im Laufe der Zeit mit der Abnahme der Wirksamkeit der Dichtungsflächen Veränderungen eintreten, ist stets noch eine Vorrichtung getroffen, welche eine auftretende Achsialkraft aufzunehmen vermag. Bei einzelnen Pumpensystemen wird ein Entlastungskolben auf der Welle angeordnet, welcher unter Wasserdruck gesetzt werden kann, oder es wird durch Einleiten von Druckwasser in das Gehäuse das Laufrad selbst als Entlastungskolben benutzt. In den meisten Fällen sind bei kleineren Pumpen Kugellager, bei größeren Kammlager angeordnet, wie aus den später angeführten Beispielen von Pumpenkonstruktionen zu ersehen ist.

Im nachstehenden sind die bis jetzt am meisten bekannt gewordenen Konstruktionen von mehrstufigen Zentrifugalpumpen durch Beispiele vorgeführt:

Sechsstufige Hochdruckzentrifugalpumpe von Gebr. Sulzer in Winterthur. Die allgemeine Anordnung dieser Pumpe geht aus Fig. 576 bis 579 hervor. Es sind sechs Laufräder paarweise symmetrisch zueinander angeordnet. Zwischen je zwei Laufrädern befindet sich eine Trennungswand, so daß sich die axialen Druckkräfte aufheben, wie auf S. 475 erläutert ist. Jedes Laufräderpaar ist von einem ringförmigen Gußkörper umgeben, welcher den Leitapparat für das betreffende Räderpaar bildet und mit der Trennungswand in einem Stück gegossen ist. Fig. 576 gibt eine Ansicht dieses Leitapparates von rechts, Fig. 578 eine solche von links. Zwischen je zwei Rädersätzen befindet sich ein zylindrisches Gußstück, das die Überströmkanäle enthält. Das zylindrisch ausgebildete Pumpengehäuse Fig. 577 ist links durch eine Wand, an welche der Saughals angeschraubt ist, rechts durch einen Deckel abgeschlossen, nach dessen Abnahme die Pumpe vollständig demontiert werden kann, ohne daß die Rohranschlüsse entfernt werden, wie dies bei anderen Pumpenkonstruktionen notwendig ist. Die Welle ist links im Saughals, rechts in einem am Deckel befestigten Support gelagert. In letzterem (Fig. 579) befindet sich ein mit Ringschmierung versehenes Traglager und außerdem ein den Axialdruck aufnehmendes Kammlager. Die beiden

Lager sind mit Kühlräumen umgeben, in welche das Wasser aus dem letzten Pumpendruckraum bei a um die mit Spiel rotierende Welle herum hineinsickert und aus welchen es bei b abfließt. Durch diese der Firma patentierte Einrichtung kommt nicht nur die sonst übliche, äußere Überführungsleitung für das Kühlwasser in Wegfall, sondern es ist auch zugleich der Vorteil erreicht, daß eine Reibung erzeugende Stopfbüchse zur Abdichtung der Welle auf der Druckseite des Gehäuses vermieden ist. Das Förderwasser wird durch den Saughals dem ersten Laufrad zugeführt.

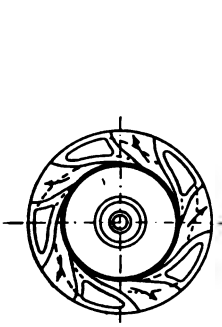


Fig. 576.

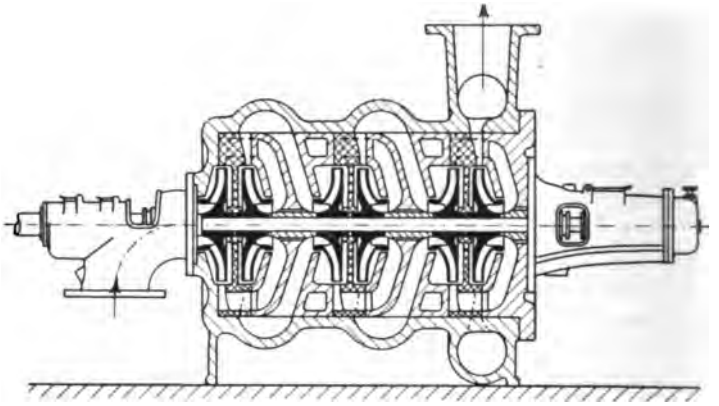


Fig. 577.

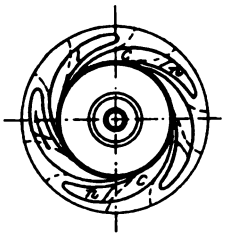


Fig. 578.

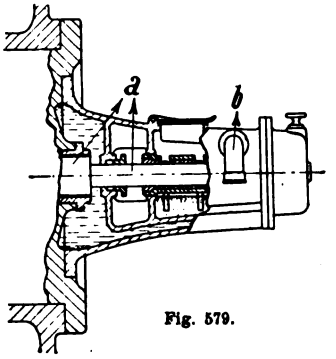


Fig. 579.

Es strömt aus diesem in die Leitkanäle c (Fig. 578) und tritt, ohne den Leitapparat zu verlassen, in die Öffnungen n ein, von denen es, seitlich in axialer Richtung aus dem Leitapparat tretend, durch Überströmkanäle (Fig. 577) in das Innere des zweiten Laufrades gelangt. Aus diesem strömt es sodann durch die zwischen den Öffnungen (Fig. 576) liegenden Kanäle und verläßt den Leitapparat an seinem Umfang. Hierauf erfolgt die Überführung zum zweiten Räderpaar durch einen zweiten Überströmraum (Fig. 577).

Das Wasser tritt mit einer der Förderhöhe des ersten Rades entsprechenden Pressung in das zweite Rad ein und verläßt den Leitapparat des ersten Räderpaares mit der doppelten Pressung usw. Dementsprechend

Fig. 580.

Fig. 581.

ist die Pressung, mit welcher das Wasser aus dem sechsten Rad austritt, gleich der sechsfachen Förderhöhe des ersten Rades.

Fig. 580 zeigt zwei Paare von Laufrädern, Fig. 581 (in der Reihenfolge von rechts nach links betrachtet) gibt zuerst ein Bild von dem Leit-

apparat des ersten Räderpaares, wobei die oben erwähnten Durchtrittsöffnungen n und die Leitkanäle für den Austritt aus dem zweiten Rad sichtbar sind. In der Mitte der Figur steht das Zwischenstück, an dessen Umfang die Überströmöffnungen vom zweiten zum dritten Rad zu erkennen sind. Schließlich folgt das Bild des Leitapparats für das zweite Räderpaar, von der Seite des vierten Rades aus gesehen.

Fig. 582 zeigt dieselben Teile in der Stellung wie sie zusammen in das Gehäuse hineingeschoben werden.

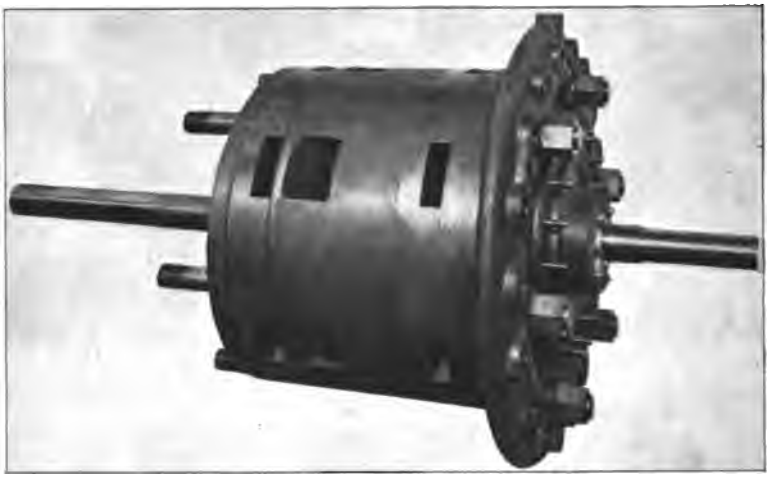


Fig. 582.

Vierstufige Hochdruckzentrifugalpumpe von A. Borsig in Berlin-Tegel. Fig. 583 bis 585. Die Räder sind symmetrisch zu einer Wand in der Mitte des Pumpengehäuses angeordnet. Es bezeichnet a die Laufräder, b die Leiträder, c die Zwischenwände mit den Überströmkanälen. Das Wasser tritt rechts aus der Saugleitung in das Pumpengehäuse ein, macht den durch die Pfeilrichtung angegebenen Weg und gelangt schließlich in einen Ringkanal d, an welchen sich der Stutzen für die Druckleitung anschließt. Sämtliche Laufräder, die beiden Führungskörper und die Zwischenwand sind durch auswechselbare Bronzeringe abgedichtet. Die Welle ist links von einer mit Ölpresse geschmierten Büchse, rechts von einem mit Ringschmierung versehenen Lager getragen. Eine axiale Verschiebung derselben wird links durch einen Spurzapfen, rechts durch ein Kugellager verhindert. Die Ölpresse wird durch eine auf der Welle sitzende Schnecke angetrieben. Die Stopfbüchse am Saugrohr kann zur Verhinderung des Eindringens von Luft unter Wasser gesetzt werden. Zur Regulierung der Fördermenge ist beim Anschluß der Druckleitung ein Niederschraubventil mit Umfüh-

rungsleitung angeordnet. Außerdem ist in der Saugleitung ein Sicherheitsventil angebracht. Auffüllvorrichtung, Entlüftungs- und Wasserablaßhähne vervollständigen die Ausrüstung der Pumpe. Der dargestellte Typ wird für eine Wassermenge von 1 cbm/Minute auf 110 m Förderhöhe bei 1450 Umdrehungen/Minute gebaut. In neuerer Zeit hat sich die genannte Firma auch dem Bau von Pumpen nach dem Patent von W. Lange (s. S. 477) zugewandt.

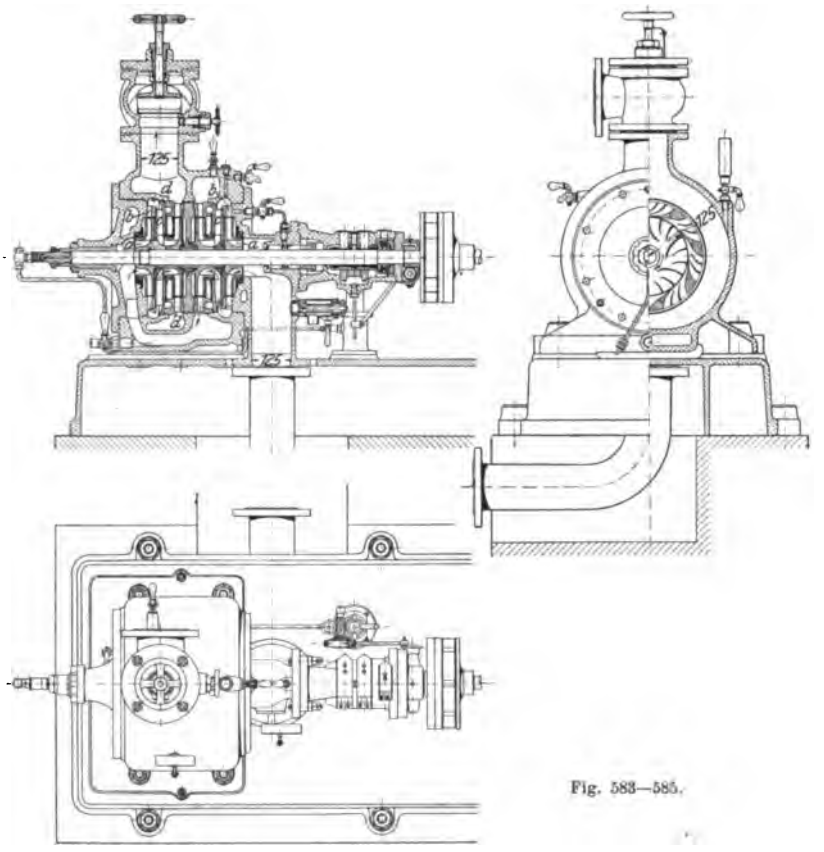


Fig. 583—585.

Siebenstufige Hochdruckzentrifugalpumpe von Rateau, Figur 586—588. Es sind sieben Laufräder mit einseitigem Einlauf in gleicher Richtung hintereinander auf der Welle aufgekeilt, die Schaufelung derselben ist in Fig. 588 dargestellt. Das aus dem Rad austretende Wasser ergießt sich in einen nach außen breiter werdenden Leitkanal ohne Schaufelung, in welchem die Umsetzung der Austrittsgeschwindigkeit in Druck stattfindet, es wird dann durch das Gehäuse um 180° abgelenkt und

durch einen Überströmkanal dem nächsten Rade zugeführt. Da der Leitkanal keine Schaufelung besitzt, so tritt das Wasser in den Überströmkanal mit einer verhältnismäßig starken Drehbewegung über (vergl. S. 443), deren Winkelgeschwindigkeit in diesem Kanal um so größer werden würde,

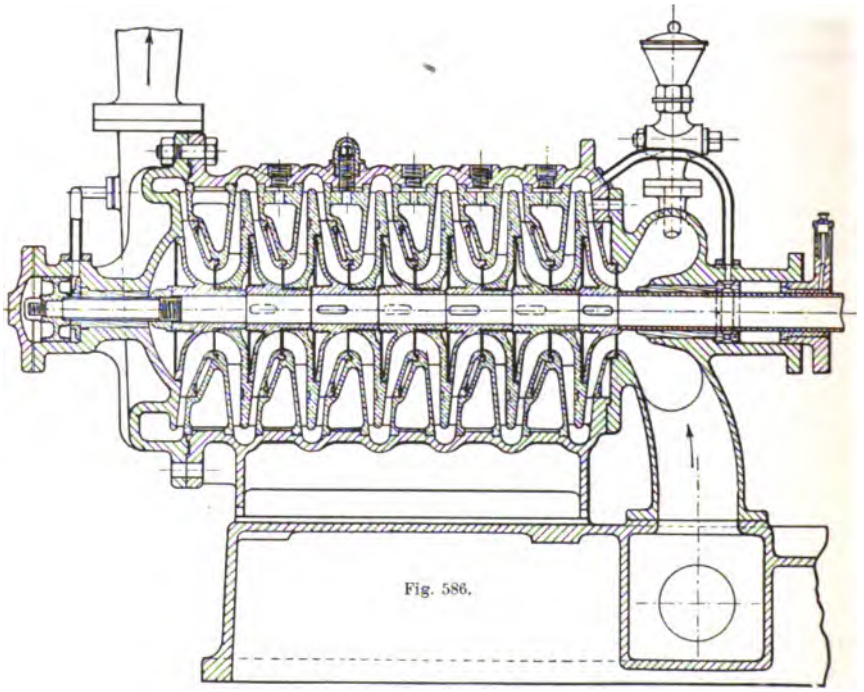


Fig. 586.

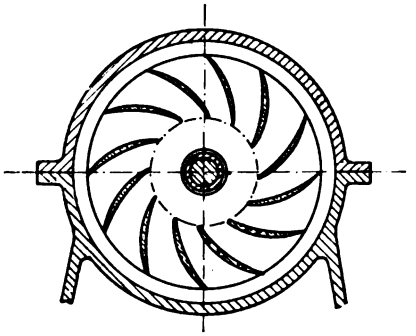


Fig. 587.

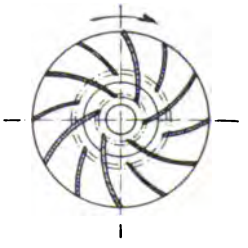


Fig. 588.

je mehr sich das Wasser der Achse nähert. Dadurch würde sich die Pressung beinahe um ebenso viel verringern als sie im ersten Kanal zugenommen hat. Um dies zu verhindern, sind im Überströmkanal gekrümmte

Leitschaufeln (Fig. 587) angebracht derart, daß das Wasser dem nächsten Rad unter geeigneter Richtung zugeführt wird.

Die Zwischenstücke, welche die Überströmkanäle enthalten, sind scheibenförmige Gußkörper, die in Nuten des Gehäuses eingreifen. Sie werden abwechselnd mit den Laufrädern auf die Welle geschoben. Hierauf wird der ganze Satz von oben in das Gehäuse eingebracht, das zu diesem Zweck durch eine horizontale Schnittebene in zwei durch Bolzen miteinander verschraubte Hälften geteilt ist. Das erste Laufrad saugt aus einem Ringkanal, in welchen das Saugrohr einmündet, während das Wasser des letzten Rades durch ein Spiralgehäuse dem Druckstutzen zugeführt wird.

Der Axialschub der Räder ist in der oben (S. 476) beschriebenen Weise an jedem Rad durch die Konstruktion des Rades selbst ausgeglichen, außerdem ist ein kleiner Gegendruckkolben auf der Welle vorgesehen.

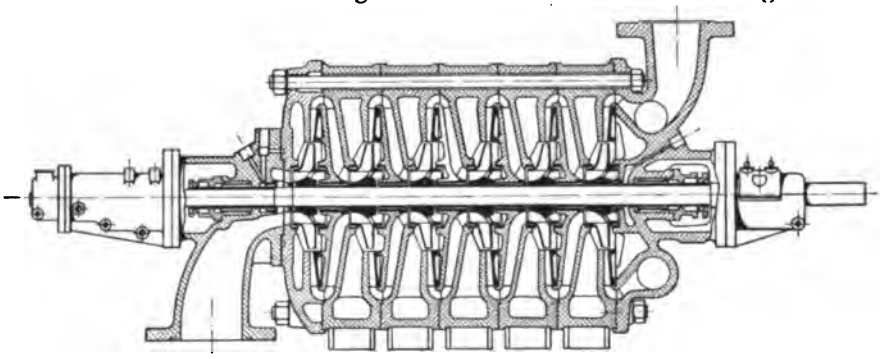


Fig. 589.

Dieser dreht sich in einem Zylinder, dessen Innenraum auf der einen Seite mit der Steigleitung, auf der anderen an einer passenden Stelle mit dem Pumpengehäuse in Verbindung gesetzt wird. Diese zusätzliche Regulierung wird ein für allemal beim Ausprobieren der Pumpe in der Werkstätte ausgeführt. Die Förderhöhe der einzelnen Räder wird gewöhnlich nicht höher als 20 bis 30 m gewählt, damit die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Pumpe durchströmt, verhältnismäßig gering ist. Es können 10 bis 12 Räder auf einer Welle aufgekeilt werden.

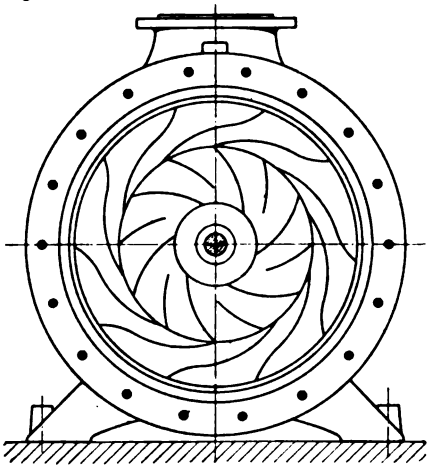


Fig. 590.

Sechsstufige Hochdruckzentrifugalpumpe von C. H. Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz. Fig. 589 und 590.

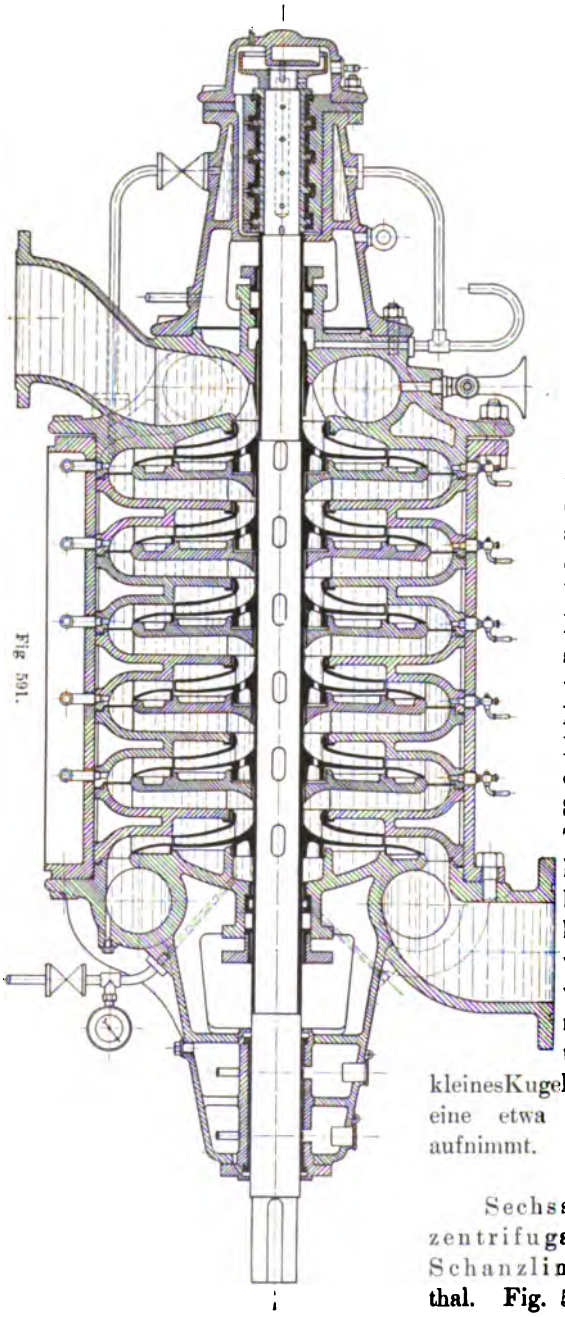


Fig. 591.

Das Wasser bewegt sich wie bei der Rateaupumpe in einer Wellenlinie durch die Pumpe. Die Laufräder sind in der auf S. 475 beschriebenen Weise entlastet. Das Wasser strömt aus dem Laufrade in einen mit Schaufeln versehenen Leitapparat, wie in Fig. 590 schematisch dargestellt. Der Leitapparat hat zur Erleichterung der Herstellung und sauberen Bearbeitung nur eine Seitenwand, der Abschluß auf der anderen Seite wird durch das Gehäuse gebildet. Ein ganz wesentlicher Vorteil dieses Systems für die Fabrikation wie auch für die Zugänglichkeit der Pumpe zwecks Reinigung besteht darin, daß das Gehäuse ohne Schwierigkeit in einzelne Teile zerlegbar ist. Es können je nach Bedarf beliebig viele Räder hintereinander geschaltet werden. Die Welle wird von zwei langen Lagern mit Ringschmierung getragen, außerdem ist ein kleines Kugellager vorgesehen, welches eine etwa vorhandene Axialkraft aufnimmt.

Sechsstufige Hochdruckzentrifugalpumpe von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal. Fig. 591 und 592.

Während die Konstruktion der Lauf- und Leiträder, wie auch die Wasserführung bei dieser Pumpe die gleiche ist wie bei der Jägerpumpe, greifen die Gußkörper, welche die Überströmkanäle enthalten, an ihrem Umfang ineinander, so daß das zylindrische, zweiteilig ausgeführte Gehäuse vom Wasserdruck nicht belastet wird. Die Pumpenwelle ist rechts von einem Lager mit Ringschmierung, das an dem Gehäusedeckel angegossen ist, links von einem an den Gehäusedeckel angeschraubten Kammlager getragen. Der Kammzapfen ist als Hülse ausgeführt und mittelst Feder und Nut auf der Welle befestigt. Das Kammlager, welches sowohl zum Tragen der Welle als auch zum Abstützen des Axialdruckes dient, ist mit einer Zirkulationsschmierung versehen. Das aus den Bohrungen der

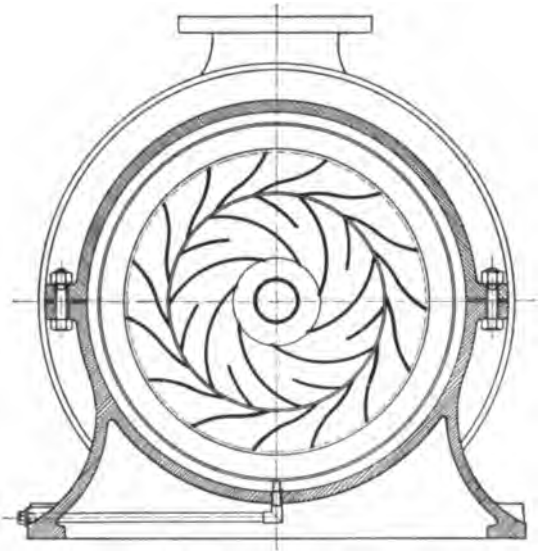


Fig. 592.

Lagerschale unten austretende Öl sammelt sich in einem an die Stirnseite des Lagers vorgeschraubten Gefäß und wird durch eine rotierende Scheibe in eine Schale geschöpft, aus welcher es in das Innere der ausgebohrten Welle tritt. Von hier wird es durch radiale Bohrungen auf die Tragflächen des Kammzapfens verteilt, gelangt von diesen auf die vertikalen Stützflächen desselben und fließt schließlich wieder durch die Bohrungen unten aus der Lagerschale ab. Das ganze Lager ist von einer Kammer umgeben, in welche Kühlwasser aus der ersten Druckstufe des Gehäuses eingeleitet wird. Das abfließende Kühlwasser wird zum Teil zur Speisung einer im Gehäusedeckel auf der Saugseite angeordneten Wasserkammer verwendet, der andere Teil fließt durch ein Standrohr ab.

Die Hochdruckzentrifugalpumpe der Aktiengesellschaft Isselburger Hütte in Isselburg, Fig. 593 und 594, unterscheidet sich von der Jägerpumpe in der konstruktiven Ausführung einzelner Teile. Die Leiträder haben zwei angegossene Seitenwände und sind an ihrem Umfange innen und außen durch seitliche Leisten erbreitert, letzteres trifft auch für den äußeren Umfang des Laufrades zu. Zur Aufnahme des Axialschubes dient links ein gewöhnlicher Spurzapfen, welchem mittelst eines Ringes von außen Öl zugeführt wird, rechts ein Bund, welcher sich gegen die Stirnfläche des Traglagers stützt.

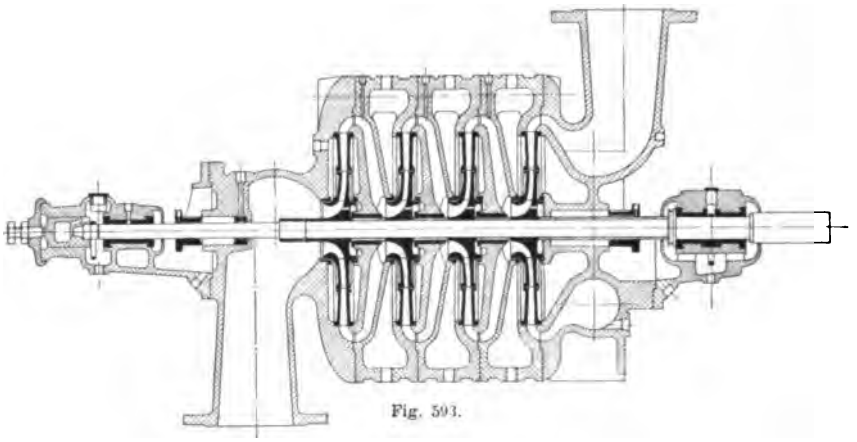


Fig. 593.

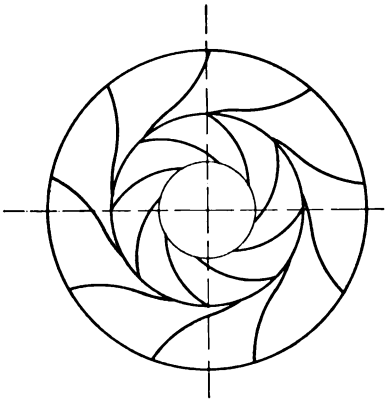


Fig. 594.

Eine von den vorstehend beschriebenen Konstruktionen wesentlich abweichende Einrichtung zeigen die Pumpen nach Patent Gelpke-Kugel (D. R. P. Kl. 59 b, Nr. 149 844) (Fig. 595), welche von der Berliner Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals L. Schwartzkopff in Berlin und der Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken von Escher, Wyss & Co. in Zürich ausgeführt werden.

Während bei den übrigen Pumpen das Wasser beim Durchgang durch das Laufrad aus der axialen in die radiale Richtung, also um 90° abgelenkt wird und dann in einer Richtung aus dem Rad abströmt, welche durch eine radiale und eine an den Radumfang tangentiale Komponente bestimmt ist, besitzen die Laufräder dieser Pumpe S-förmig gekrümmte Kanäle, welche eine zweimalige Ablenkung des Wassers um je

90° nach entgegengesetzter Richtung auf dem Wege durch das Laufrad bewirken. Die Austrittsrichtung des Wassers aus diesem Rade ist durch eine axiale und eine in der Drehrichtung liegende tangentiale Komponente bestimmt.

Während bei den anderen Pumpen das Wasser sich in einer in der Radebene liegenden und daher ebenen Kurve durch das Laufrad von innen nach außen bewegt, wobei sich kreisbogen- oder spiralförmig gekrümmte Schaufeln ergeben, schreitet es im Rade der Gelpke-Kugelpumpe auch in der Richtung der Pumpenachse fort, es bewegt sich also in einer Raumkurve, weshalb schraubenförmig gewundene Schaufeln, ähnlich wie bei der Pumpe von Quiri (s. Fig. 557), erforderlich sind.

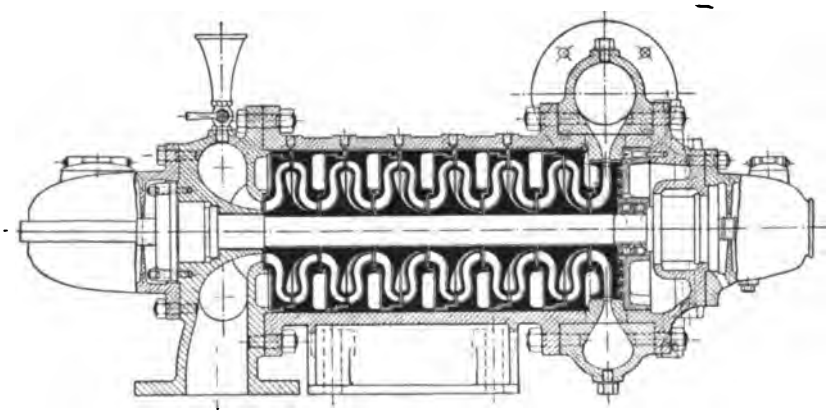


Fig. 595.

Mit derartigen Schaufeln sind nicht nur die Lauf-, sondern auch die Leiträder versehen. Der Konstruktion der Gelpke-Kugelpumpe liegt der Gedanke zugrunde, daß zur Erreichung eines hohen Wirkungsgrades ein stetiger und möglichst allmählicher Verlauf der Geschwindigkeits- und Richtungsänderungen der Flüssigkeit bei deren Durchgang durch die ganze Pumpe, also sowohl durch das Lauf- als auch durch das Leitrad gewährleistet sein muß. Demgemäß erstrecken sich die Lauf- und Leitradschaufeln durch den ganzen Kanal.

In wie weit es von Vorteil ist, die zweite Ablenkung des Wassers um 90° bereits im Laufrade zu bewirken, anstatt wie bei den anderen Pumpen erst in den Überströmungskanälen, also an einer Stelle; wo die Umsetzung der Austrittsgeschwindigkeit in Druck bereits stattgefunden hat und die Flüssigkeit sich mit geringer Geschwindigkeit bewegt, läßt sich nicht ohne eingehende vergleichende Versuche entscheiden. Jedenfalls ist die Ausführung der Schaufelung der Gelpke-Kugelpumpe schwieriger als diejenige anderer Pumpen.

Wie aus der in Fig. 595[1]) gegebenen Schnittzeichnung ersichtlich ist, wird das Wasser durch einen im Deckel auf der Saugseite befindlichen, geschaufelten Leitapparat dem ersten Laufrad in geeigneter Richtung zugeführt. Aus dem letzten Laufrade strömt es wie bei anderen Pumpen in ein spiralförmiges Gehäuse ab. Die Lauf- und Leiträder werden abwechselnd von der Saugseite in das zylindrische Pumpengehäuse eingebracht. Außer zwei Traglagern mit Ringschmierung ist auf der Saugseite zur Einstellung der Welle in ihre Mittellage ein Stützlager angeordnet. Der Axialdruck wird entweder dadurch aufgehoben, daß durch Einleiten von Druckwasser in die in der Figur sichtbaren Ringräume zwischen Laufrädern und Leitapparaten die Laufräder selbst als Entlastungskolben benutzt werden, wobei durch einen in die Umführungsleitung von dem Druckrohr nach diesen Ringräumen eingeschalteten Hahn der Druck reguliert und die Welle ausbalanciert werden kann (Ausführung von Escher, Wyss & Co.), teils ist ein besonderer Entlastungskolben (Ausführung von Schwartzkopff) angeordnet, dessen Fläche so gewählt ist, daß der auf ihr lastende Druck dem Axialdrucke der Pumpe das Gleichgewicht hält. Zur Sicherung gegen geringe Drücke dient in beiden Fällen das oben erwähnte Stützlager.

Eine ausführliche Abhandlung über diese Pumpe sowie die Mitteilung von Versuchsergebnissen ist von A. Griessmann in der „Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen“ 1905, Seite 321 u. ff. veröffentlicht.

Beispiele ausgeführter Anlagen.

Große Zentrifugalpumpen haben bei Anlagen zur Entwässerung und Bewässerung von Ländereien, zur Entleerung von Docks, Schleusen u. dgl., d. h. in Fällen, wo es sich um die Förderung großer Wassermassen auf geringe Höhe handelt, vielfache Anwendung gefunden. In neuerer Zeit werden nun auch bei Pumpwerken für mittlere und große Förderhöhen Zentrifugalpumpen gewählt und zwar in Fällen, wo elektrischer Antrieb besondere Vorteile bietet. Dies trifft hauptsächlich bei Bergwerkspumpen (Wasserhaltungs- und Abteufpumpen) zu, weshalb auch auf diesem Gebiete die Hochdruckzentrifugalpumpe ihre größten Erfolge errungen hat.

Bei Bewässerungs- und Entwässerungsanlagen kommen Zentrifugalpumpen mit vertikaler und horizontaler Welle zur Anwendung. Die letztere Bauart gestaltet sich in der Ausführung vorteilhafter, sie wird daher in neuerer Zeit bevorzugt.

Pumpen mit vertikaler Welle wurden z. B. für die Versorgung der Provinz Behera in Unterägypten mit Wasser aus dem Nil gewählt. Es

[1]) Zeitschr. f. d. gesamte Turbinenwesen 1905, S. 323.

wurden zu Khatatbeh fünf große Zentrifugalpumpen von Farcot in Paris aufgestellt. Bezüglich näherer Angaben über die Gesamtanlage sei auf die Mitteilung in der Revue industrielle 1887, S. 53, sowie auf Dinglers Polyt. Journal 1887, Bd. 265, S. 337, verwiesen. Die Pumpen selbst sind in Fig. 596 und 597 dargestellt.

Das Flügelrad A von 3,8 m äußerem Durchmesser ist mit acht schraubenförmigen Schaufeln versehen, deren Form angedeutet ist. Die hohle Radwelle B ist mit einem nicht gezeichneten Oberwasserzapfen

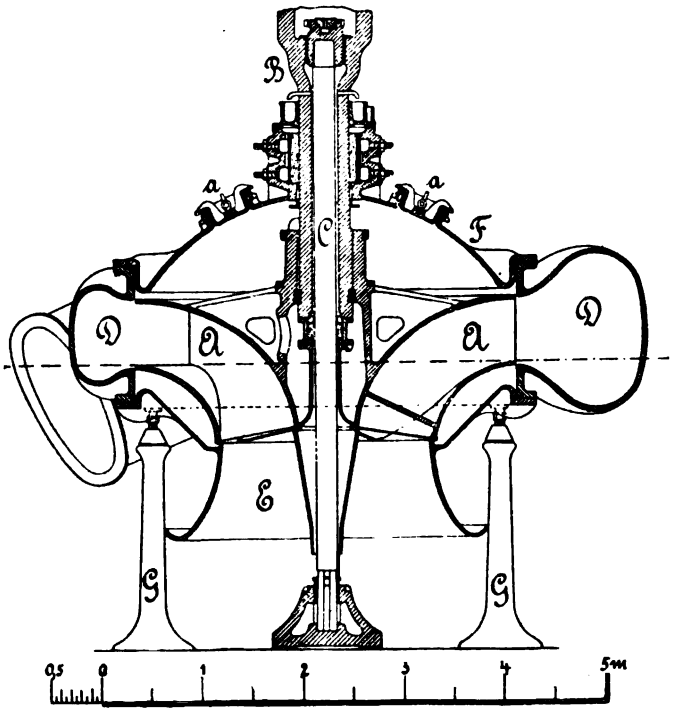


Fig. 596.

auf der feststehenden Säule C gelagert und trägt an ihrem oberen Ende eine Kurbel, an welcher die Pleuelstange einer Dampfmaschine angreift. Das Gehäuse ist aus dem spiralförmigen Rohre D, dem Einlaufe E und dem Deckel F zusammengesetzt und ruht mittelst Stellschrauben auf sechs Säulen G von 2 m Höhe; diese Schrauben dienen zur genauen Einstellung des Gehäuses. Der Saughals E taucht 0,4 m unter den tiefsten vorkommenden Wasserspiegel. Die Wandungen des Flügelrades sind im lotrechten Schnitte parabolisch geformt. Der Druckkanal des Gehäuses endigt in einen kreisförmigen Querschnitt von 1,6 m Durchmesser; an

diesen schließt sich eine 17,8 m lange Druckleitung, deren Querschnitt allmählich in ein Rechteck von 4 m Breite und 2,5 m Höhe übergeht, welches durch einen Schützen abgeschlossen werden kann. Diese Druckleitung sinkt in ihrem ersten Teil um etwa 2 m, um einen Wasserverschluß zu bilden, welcher die Entleerung der Pumpe bei Stillstand verhindert; nach dieser Senkung steigt die Leitung wieder um 2,7 m bis zu ihrer Mündung in den Abzugskanal. Die Welle ist im feststehenden Deckel gegen Pockholzschalen gelagert und mit einer Stopfbüchse abgedichtet; behufs Nachziehens der letzteren kann man in den Hohlraum des

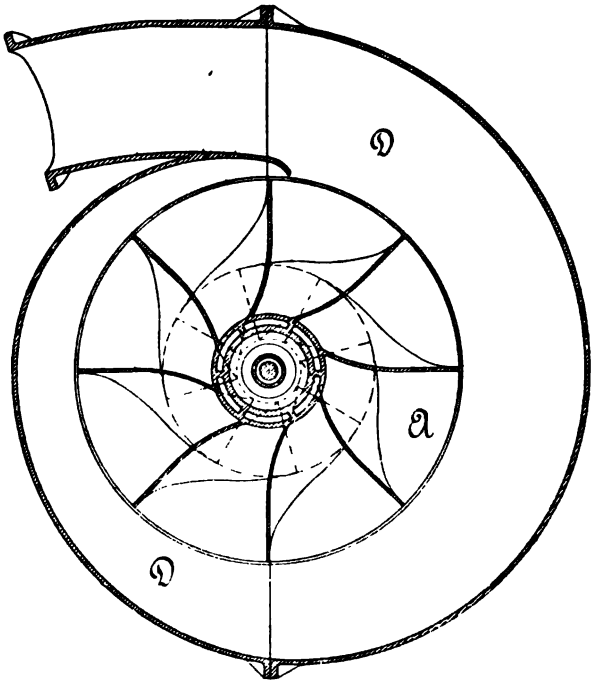


Fig. 597.

Deckels durch die Mannlöcher a steigen. Für die Anlage war gefordert, daß die in 24 Stunden zufließende Wassermenge von 2,5 Millionen cbm je nach dem Stande des Flusses auf 0,5 m bis 3,0 m zu heben sei; die im Juni 1886 angestellten Versuche ergaben, daß jede Pumpe bei einer mittleren Umdrehungszahl von 33 bis 35 in der Minute etwa 6,87 cbm Wasser in der Sekunde auf 3,13 m Höhe fördert; ferner daß der Wirkungsgrad der Pumpenanlage in bezug auf die indizierte Arbeit der Dampfmaschinen etwa 0,65 ist. Der Wirkungsgrad der Pumpen allein in bezug auf die in die Radwelle eingeleitete Arbeit und nach Ab-

zug der in der Druckleitung entstehenden Widerstände würde somit erheblich größer sein.

Eine andere gleichfalls von Farcot für eine Entwässerungsanlage ausgeführte Zentrifugalpumpe mit vertikaler Welle ist in den Mémoires de la société des ingénieurs civils de France, 1894, S. 729, beschrieben; auch sind die zur Feststellung der Leistung angestellten Versuche mit ihren Ergebnissen mitgeteilt.

Als Beispiel einer Schöpfwerksanlage, deren Pumpen mit horizontaler Welle ausgeführt sind, mag die für die Trockenhaltung des St. Jürgensfeldes bei Bremen von der Maschinenfabrik Cyclop, Mehlis & Behrens in Berlin erstellte Pumpenanlage dienen. Es lag die Aufgabe vor, in der Sekunde 14 cbm Wasser auf 0,5 m Höhe zu fördern und bei 2,5 m Förderhöhe noch 2,8 cbm heben zu können. Es wurden drei Pumpen von der auf S. 461 beschriebenen Konstruktion aufgestellt, deren jede von einer liegenden Verbunddampfmaschine unmittelbar angetrieben ist. Die beiden Dampfzylinder sind zu beiden Seiten der Pumpe angeordnet und arbeiten auf zwei an den Enden der Pumpenwelle angebrachte Stirnkurbeln. Die minutliche Umdrehungszahl beträgt je nach der Förderhöhe 75 bis 85.

Das Druckrohr mündet unter dem niedrigsten Außenwasserstand und ist am Ende mit sich selbsttätig nach außen öffnenden Klappen versehen, um ein Zurückfließen des Wassers bei stillstehender Pumpe unmöglich zu machen. Des beschränkten Raumes wegen haben die Saugrohre ovalen Querschnitt; sie sind ebenfalls durch nach außen sich öffnende Klappen verschließbar, um das winterliche Hochwasser von den Pumpen fern zu halten. Vor der Ingangsetzung werden die Pumpen durch eine Dampfstrahlpumpe mit Wasser gefüllt, zu welchem Zwecke auch Wasserstandszeiger angebracht sind. Weitere Angaben finden sich in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1886, S. 688, in der Zeitschr. d. hannöverschen Arch. u. Ing.-Ver. 1887, S. 349, und in der Zeitschr. f. Bauwesen 1894, S. 267.

Eine ähnliche Anlage wurde von der gleichen Firma im Jahr 1895 zur Entwässerung des Glietzener Polders bei Freienwalde a. O. ausgeführt. Dieselbe hat ebenfalls drei unmittelbar durch Dampfmaschine angetriebene Pumpen, jede mit einer Wasserlieferung bis zu 5 cbm in der Sekunde; die Förderhöhe beträgt 0,5 bis 1,88 m.

Für die Zentrale der Moskauer Straßenbahn hat die Firma C. H. Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz eine Anlage mit zwei parallel geschalteten Pumpen Fig. 598 bis 600 ausgeführt, deren jede die Wassermenge von 45 cbm in der Minute auf 12,5 m Förderhöhe bei 365 Umdrehungen zu liefern imstande ist. Um das Innere der Pumpe freizulegen, wird zuerst der Elektromotor auf einem Schlitten senkrecht zur Pumpenachse weggeschoben, worauf alsdann einer der seitlichen Deckel des

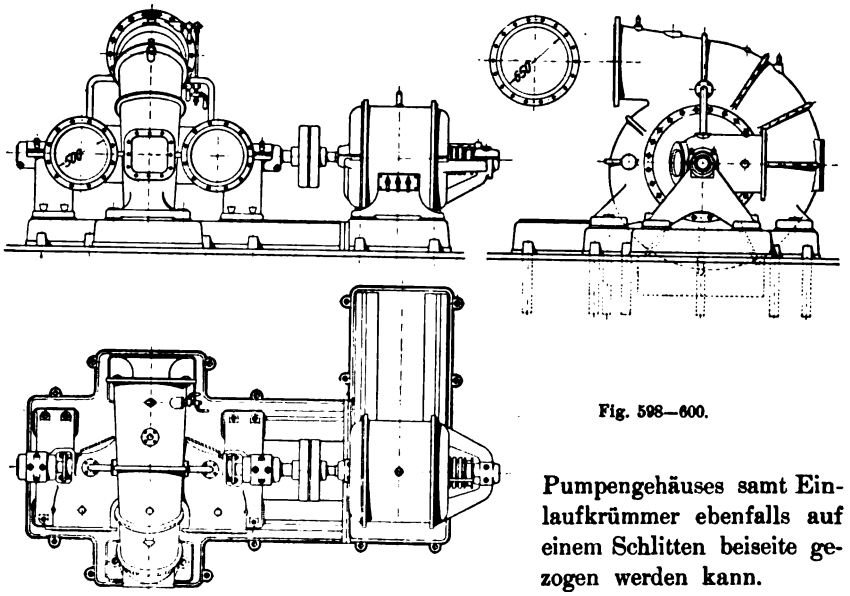


Fig. 598—600.

Pumpengehäuses samt Einlaufkrümmer ebenfalls auf einem Schlitten beiseite gezogen werden kann.

Die Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur hat bereits eine Reihe von Wasserversorgungsanlagen mit Hochdruckzentrifugalpumpen zur

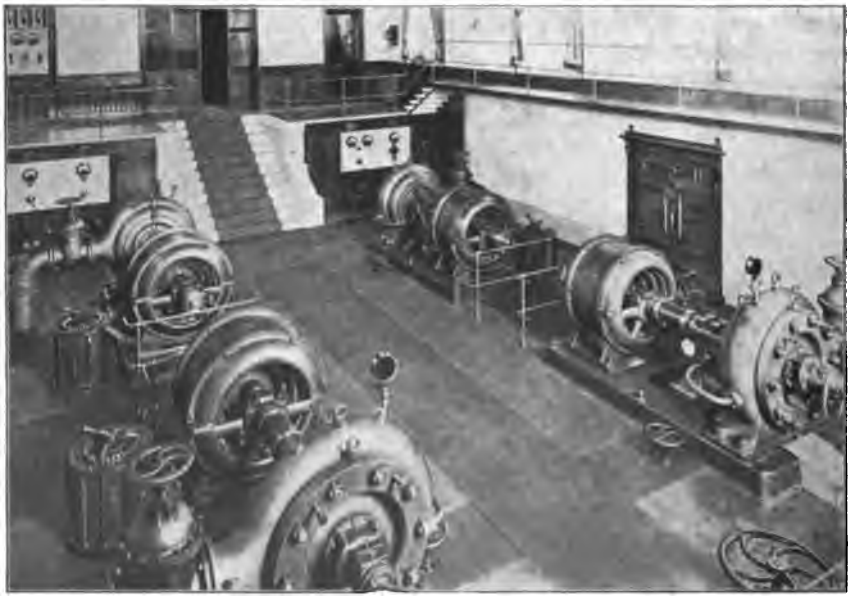


Fig. 601.

Ausführung gebracht. Die ausgedehnteste ist diejenige für die Versorgung von Mailand. Sie besteht vorerst aus drei Pumpwerken, denen von einem gemeinsamen Kraftwerk Drehstrom zugeführt wird. Die Pumpen sind mit den Elektromotoren direkt gekuppelt. Mitten in der Stadt wurden an verschiedenen Stellen Rohrbrunnen (bis jetzt etwa 45) erbaut, von denen das Wasser Saugwindkesseln zugeführt und in diesen vollständig entlüftet wird. Aus den Saugwindkesseln wird das Wasser direkt von den Pumpen angesaugt. Das Ansaugen geht bei einer Saughöhe bis zu 8,2 m tadellos vor sich. Das größte dieser drei Pumpwerke, welches in Loreto liegt, ist in Fig. 601 dargestellt. Die vier mit den Motoren direkt gekuppelten Pumpen saugen aus einem gemeinsamen Saugwindkessel und drücken in eine gemeinschaftliche Sammelleitung, wobei jede Pumpe unabhängig von den anderen arbeitet und bei 820 Umdrehungen 3,6 cbm pro Minute auf 57 m Höhe fördert.

Die erste große Wasserhaltungsanlage mit Hochdruckzentrifugalpumpen wurde von Gebrüder Sulzer im Jahr 1898 für die Silbergrube Horcajo in Spanien ausgeführt. Wie aus Fig. 602 hervorgeht, sind die Pumpen in verschiedenen Sohlen bei einer Gesamtteufe von 480 m über-

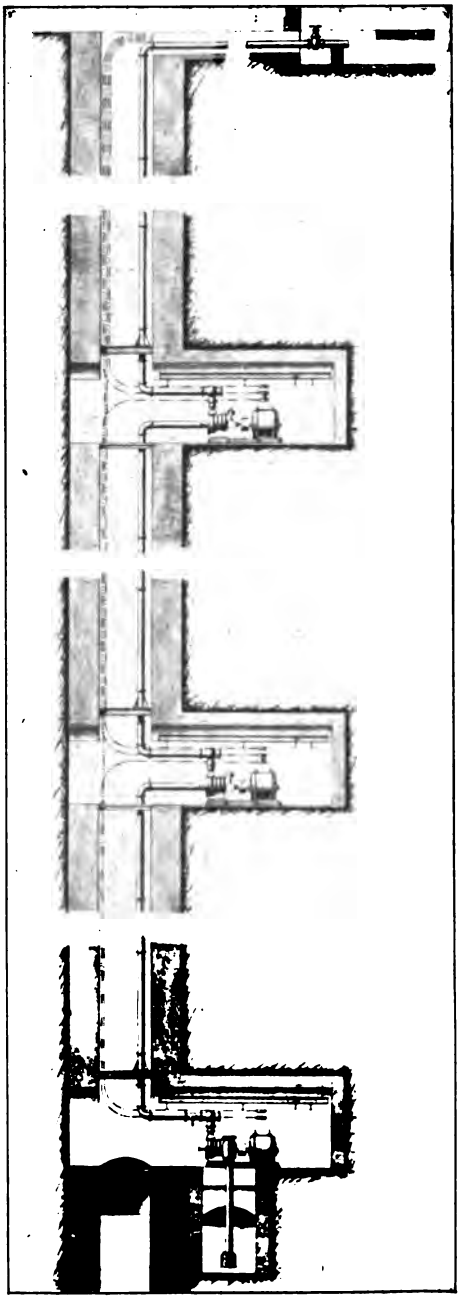


Fig. 602.

einander aufgestellt. Die Anordnung ist so getroffen, daß die unterste Pumpe das Wasser aus dem Sumpfe ansaugt und der nächsten zudrückt, die es auf gleiche Weise weiterbefördert. Die oberen Pumpen erhalten das

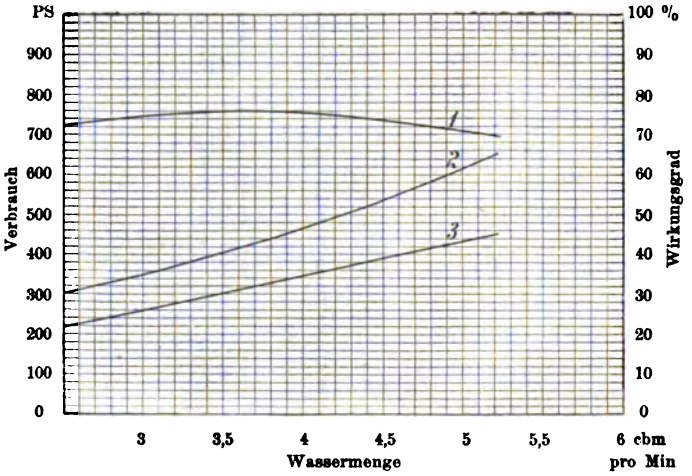


Fig. 603. Versuchsergebnisse in Horcajo nach einjähr. Betrieb.
Kurve 1: Wirkungsgrad der Pumpen. Kurve 2: An die Pumpen abgegebene Leistung. Kurve 3: Theoretische Pumpenarbeit.

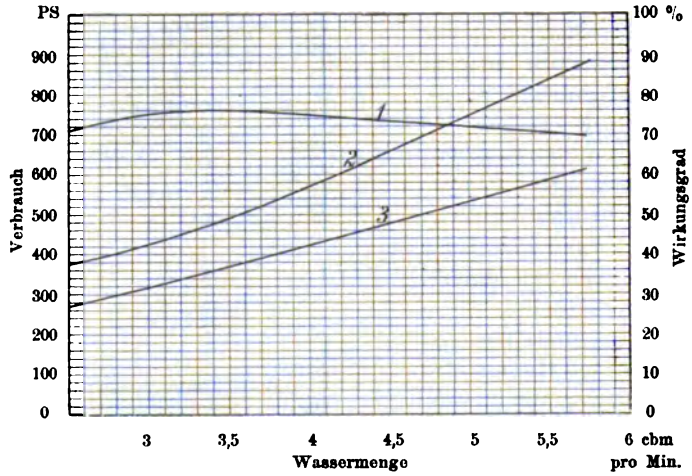


Fig. 604. Versuchsergebnisse in Horcajo nach fünfjähr. Betrieb.
Kurve 1: Wirkungsgrad der Pumpen. Kurve 2: An die Pumpen abgegebene Leistung. Kurve 3: Theoretische Pumpenarbeit.

Wasser noch unter Druck, damit die Füllung jederzeit gesichert und der Eintritt von Luft ganz ausgeschlossen ist. Die Pumpen arbeiten voll.

ständig übereinstimmend, da sie mit gleicher Umdrehungszahl betrieben werden und die gleiche Wassermenge bewältigen. Sie sind vierstufig, haben einen Laufraddurchmesser von 500 mm und fördern bei 850 Umdrehungen 4,8 cbm in der Minute auf 130 m Höhe. Die Anlage umfaßte ursprünglich drei, später vier Pumpen. Von dem Betriebsingenieur der Gesellschaft wurden unabhängig von der Pumpenlieferantin Leistungsversuche, und zwar einmal nach einjährigem, das zweitemal nach fünfjährigem Betriebe angestellt. Die Ergebnisse sind in Fig. 603 und 604 veranschaulicht. Die Fördermenge war bei den Versuchen, die sich jeweilig auf die ganze Anlage erstreckten, in beiden Fällen die gleiche, während die Förderhöhe bei den Versuchen nach einjährigem Betriebe 389 m, bei denen nach fünfjährigem Betriebe 480 m betrug. Die mittlere Umdrehungszahl war in beiden Fällen 870. Der Wirkungsgrad der Pumpen betrug bei einer mittleren aufgenommenen Leistung von 420 PS. 76 %.

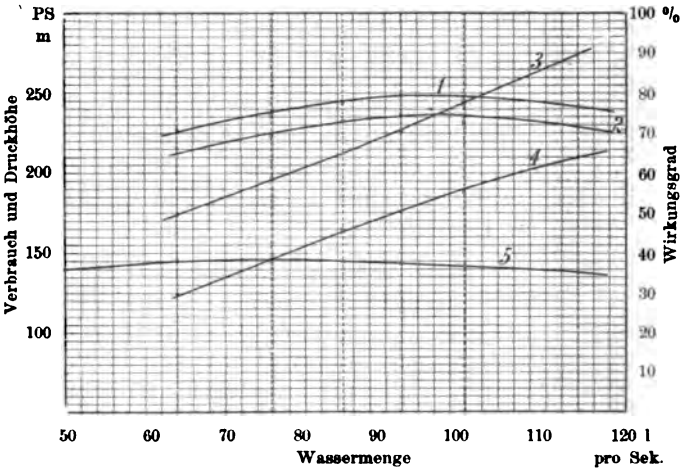


Fig. 605. Versuchsergebnisse der zweiten Wasserhaltung in Horcajo.
Kurve 1: Wirkungsgrad der Pumpe. Kurve 2: Gesamtwirkungsgrad.
Kurve 3: Verbrauch. Kurve 4: Theoretische Pumpenarbeit. Kurve 5: Druckhöhe.

Die Kurven zeigen, daß in den fünf Jahren des nahezu ununterbrochenen, Tag und Nacht durchgeführten Betriebes (pro Monat im Mittel nur etwa 16 Stunden Stillstand) eine Abnahme des Wirkungsgrades nicht stattgefunden hat. Weitere Angaben über diese Anlage sind von Dr. Heerwagen in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901 S. 1549 gemacht.

Ende 1903 wurde, mit Rücksicht auf die größeren Teufen, die durchgeführt wurden, und auf die verstärkten Wasserzuflüsse, die auftraten, eine neue Wasserhaltungsanlage für diese Grube bei der Firma Gebrüder

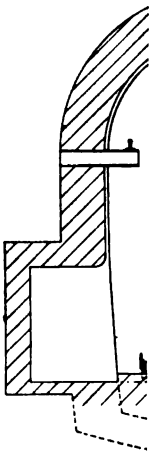
Sulzer in Winterthur bestellt. Die Pumpen dieser neuen Anlage fördern bei 1310 Umdrehungen je 6 cbm pro Minute auf 130 m Höhe. Die erzielten Versuchsergebnisse sind in Fig. 605 veranschaulicht. Der Wirkungsgrad der Pumpe betrug bei einem Verbrauch von 235 PS. 79,5 % bei einer konstanten Umdrehungszahl von 1320 und einer geförderten Wassermenge von 6 cbm pro Minute.

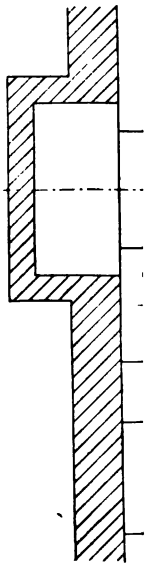
In neuerer Zeit werden bei Wasserhaltungsanlagen sämtliche Pumpen auf der untersten Sohle aufgestellt. Eine Anlage dieser Art ist die ebenfalls von Gebr. Sulzer ausgeführte Wasserhaltung auf Zeche Viktor in Rauxel (Westf.). Fig. 606 bis 608. Es sind zwei vierstufige Pumpen, deren jede ihren eigenen Elektromotor hat, hintereinander geschaltet. Die erste Pumpe A saugt das Wasser aus dem Sumpf und führt es mit einem Druck von ca. 26 Atm. der zweiten Pumpe B zu, aus welcher es mit einem Druck von ca. 52 Atm. zutage gedrückt wird. Die Zusammensetzung der ganzen Anlage über und unter Tag geht aus der Tabelle S. 207 hervor. Daselbst sind auch die bei den Versuchen von Professor Baum und Ingenieur Hoffmann erzielten Wirkungsgrade angegeben. Weiteres über diese Anlage ist außerdem in Glückauf 1904 und in der Zeitsch. d. Ver. deutsch. Ing. 1904 S. 1905 zu finden.

Fig 609.

Ganz vorzüglich geeignet für den Bergbau ist ferner die Zentrifugalpumpe in ihrer Verwendung als Senkpumpe beim Abteufen von Schächten. Die Konstruktion einer solchen Pumpe, welche von Gebrüder Sulzer für die Donnersmarckhütte in Schlesien ausgeführt wurde, zeigt Fig. 609. Die mit einem Drehstrommotor direkt gekuppelte Hochdruckpumpe mit vertikaler Welle ist in ein schmiedeisenes, frei am Seil hängendes Gerüst eingebaut, irgend welche Einbauten und Verlagerungen im Schacht sind nicht erforderlich. Die Pumpe fördert 8 cbm pro Minute auf 160 m Höhe bei 970 Umdrehungen.

Daß mit solchen Abteufpumpen ebenfalls ein sehr günstiger Wirkungsgrad erreicht werden kann, zeigen die in Fig. 610 dargestellten Versuchsergebnisse einer Pumpe von 1025 Umdrehungen und einer Wasserförderung von 16 cbm pro Minute auf eine manometrische Förderhöhe von 45 m. Bei der garantierten Leistung ergab sich ein Wirkungsgrad von 83 %.





Verlag va

Eine ausführliche Besprechung der vorstehend erwähnten, sowie einer Reihe anderer von der Firma Gebrüder Sulzer ausgeführter Hochdruckzentrifugalpumpenanlagen enthält die Abhandlung von S. Herzog in „Elektrische Bahnen und Betriebe 1905, (Zeitschr. für Verkehrs- und Transportwesen)".

Für die Zeche Holland, Schacht I/II bei Wattenscheid wurde in neuerer Zeit eine Wasserhaltungsanlage von A. Borsig in Berlin-Tegel ausgeführt: Die Primäranlage besteht aus einem Turbogenerator, welcher für eine Normalleistung von 1000 PS. gebaut ist und bei 1500 Umdrehungen in der Minute Drehstrom von 2000 Volt mit 50 Perioden liefert.

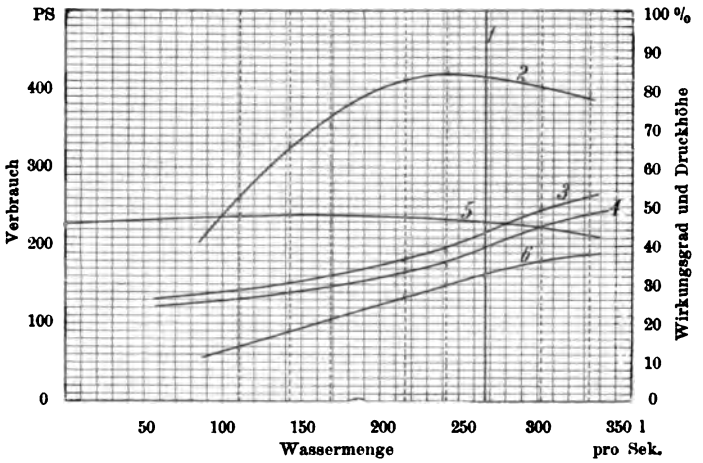


Fig. 610. Versuchsergebnisse der Senkpumpe.

Kurve 1: Normale Leistung. Kurve 2: Wirkungsgrad der Pumpe. Kurve 3: Verbrauch des Motors. Kurve 4: Verbrauch der Pumpe. Kurve 5: Druckhöhe. Kurve 6: Theoretische Pumpenarbeit.

Die Sekundäranlage unter Tage ist eine mit einem Drehstrommotor direkt gekuppelte Hochdruckzentrifugalpumpe (s. Tafel XIV), welche in 12 Stufen die Wassermenge von 5 cbm in der Minute bei 980 Umdrehungen auf die Höhe von 500 m fördert. Die 12 hintereinander geschalteten Räder sind in 2 Gruppen geteilt, indem je 6 Räder in einem besonderen Gehäuse untergebracht sind. Die beiden Pumpengehäuse sind zu beiden Seiten des Elektromotors auf einem mit diesem gemeinschaftlichen Fundamentrahmen aufgestellt. Die Pumpenwellen sind mit der Motorwelle starr gekuppelt. Das Wasser tritt bei A in das erste Gehäuse ein, durchströmt die 6 hintereinander in gleicher Richtung aufgekeilten Laufräder, tritt dann mit einem Druck von ca. 25 Atm. bei B aus dem Gehäuse und wird von hier durch das Rohr R dem zweiten Gehäuse zugeführt. Beim Durchströmen der weiteren 6 Räder wird die Pressung auf 50 Atm. gesteigert, mit

welchem Druck das Wasser bei D in die Steigleitung eintritt. Die beiden Pumpenseiten von genau gleicher Konstruktion sind auf Tafel XIV durch zwei in verschiedener Richtung geführte Schnitte dargestellt. Die Konstruktion der Lauf- und Leiträder, sowie die Überführung des Wassers von einem Rad in das nächste ist aus den Figuren 611 und 612 ersichtlich. Aus dem Laufrad a, dessen Schaufelung schematisch in Fig. 612 dargestellt ist, tritt das Wasser in die Leitkanäle b ein und wird durch diese in die radiale Richtung (Fig. 612) abgelenkt. Diese Kanäle haben, parallel zur Pumpenachse gemessen, gleichbleibende Breite (s. Fig. 611), ihr Querschnitt, senkrecht zur Strömungsrichtung des Wasser gemessen (s. Fig. 612), wächst aber nach außen beträchtlich, so daß das Wasser mit geringer Geschwindigkeit und entsprechend hohem Druck aus ihnen austritt. Hierauf wird das Wasser durch die Kanäle c um 180° aus seiner Bewegungsrichtung abgelenkt und hierauf durch die Überströmkanäle d dem nächsten Laufrad direkt zugeführt. Wie aus Fig. 611 ersichtlich, ist die eine Seitenwand der in Bronze ausgeführten Laufräder aufgeschraubt. Zwischen je zwei Laufrädern ist eine Abstandshülse e auf die Welle aufgeschoben. Die Wand f des zwischen zwei Laufrädern befindlichen Gußstücks, welches die Leit- und Überführungskanäle bildet, trennt zwei mit Wasser von verschiedener Pressung angefüllte Räume. Die gegenseitige Abdichtung dieser Räume am Umfang der oben genannten Abstandshülse wird durch einen auswechselbaren Bronzering g bewirkt, welcher in radialer Richtung verschiebbar ist. Ein zweiter solcher Dichtungsring h umgibt die Nabe des Laufrades.

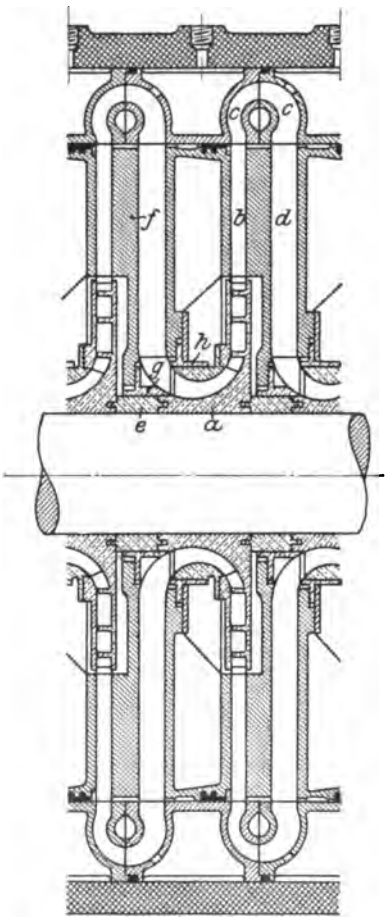


Fig. 611.

Die Kanäle c, durch welche das Wasser bei seinem Austritt aus den Leitkanälen abgelenkt wird, werden durch besonders ausgeführte, ringförmige Gußstücke gebildet.

Sämtliche innere Teile (Tafel XIV) werden von der Seite in das

zylindrische Pumpengehäuse, welches auf der Niederdruckseite in Gußeisen, auf der Hochdruckseite in Stahlguß ausgeführt ist, eingebracht. Der Abschluß des Gehäuses findet an seinen Enden durch aufgeschraubte Deckel, an welche die Stutzen für den Anschluß der Leitungen angegossen sind, statt. Zum bequemen Ein- und Ausbau der Räder behufs Reinigung der Kanäle und Ersatz der Dichtungsringe können beide Pumpengehäuse auf einem Schlitten, welcher durch entsprechende Verlängerung des Fundamentrahmens gebildet wird, nach der Seite vom Motor weggezogen werden. Die Welle ruht in vier Lagern, außerdem ist, um dieselbe in der Längsrichtung zu fixieren, ein Kammlager vorgesehen, welches jedoch infolge der symmetrischen Anordnung der beiden Pumpenhälften, keine nennenswerte Belastung durch Axialkräfte erfährt. Die beiden Endlager sind nach außen geschlossen und werden mittelst Ölpresse geschmiert. Die beiden Motorlager und das Kammlager haben kontinuierliche Schmierung. Auf der Niederdruckseite ist die Welle bei A durch eine Stopfbüchse mit Hanfpackung abgedichtet, außerdem ist das Eindringen von Luft durch einen von Wasser erfüllten, eingelegten Ring verhindert. Auf der Hochdruckseite ist bei C eine Labyrinthdichtung vorgesehen, deren Sickerwasser in einer mit Baumwollpackung abgedichteten Kammer aufgefangen wird. Eine gleiche Dichtung befindet sich im anderen Deckel des Gehäuses. Das hier unter dem Druck von ca. 50 Atm. durchtretende Sickerwasser gelangt in den das Endlager umgebenden Kühlraum, in welchem infolge einer Rohrverbindung mit dem Eintrittsstutzen des Gehäuses ein Gegendruck von ca. 25 Atm. herrscht. Das andere Endlager bei B wird von dem aus der Pumpe tretenden Wasserstrom umspült. Am Kammlager ist ebenfalls eine Wasserkühlung vorgesehen. Außerdem sind für die Entlüftung und Entwässerung der Pumpe die nötigen Einrichtungen getroffen. Auf dem Druckstutzen der Pumpe sitzt ein Drosselventil (s. Fig. 613), dessen Hub durch eine Spindel reguliert werden kann. Da die Primäranlage noch für andere Betriebe Strom zu liefern hat, mußte die Einrichtung getroffen werden, daß die Pumpe angelassen werden kann, ohne daß die Primäranlage stillgesetzt wird. Zu diesem Zwecke ist neben dem Betriebsmotor, welcher Kurzschlußanker hat, ein Anlaßmotor mit Schleifringen ohne Kurzschlußvorrichtung angeordnet. Beim Anlassen der Pumpe wird zuerst das Ventil in der Druckleitung geschlossen, hierauf der Anlaßmotor mittelst

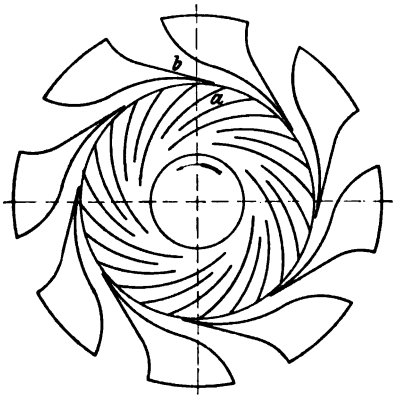


Fig. 612.

eines Metallanlassers allmählich auf volle Umdrehungszahl gebracht, wobei sein Kraftbedarf bis auf etwa $^1/_3$ desjenigen bei der Normalleistung der

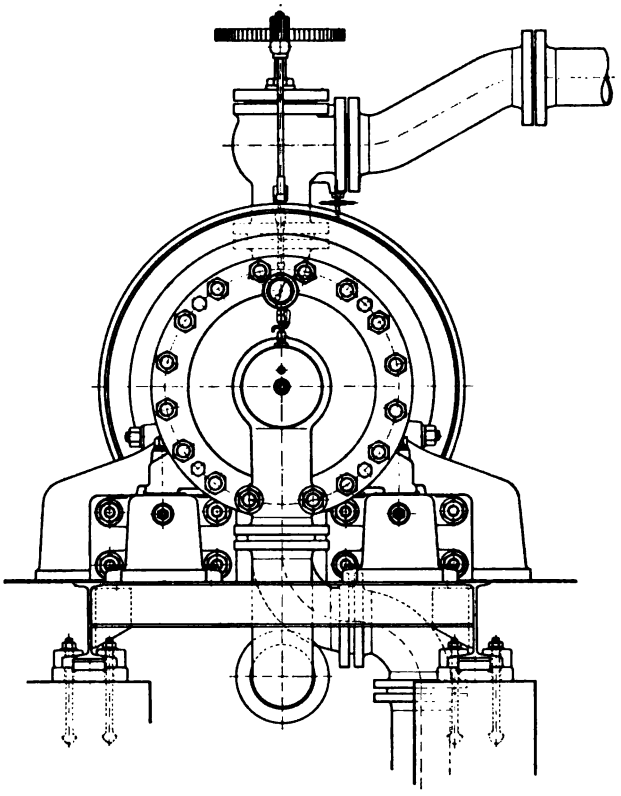


Fig. 613.

Pumpe steigt. Hierauf wird der Hauptmotor eingeschaltet, der Anlaßmotor abgeschaltet und schließlich der Hauptmotor durch langsames Öffnen des Ventils allmählich auf volle Belastung gebracht.

Luftdruck-Hebewerke mit ausschliesslicher Benutzung des Druckes der Atmosphäre.

Die Förderung von Flüssigkeiten durch den Druck der Atmosphäre kann dann geschehen, wenn der am Ende des Steigrohres vorhandene Gegendruck um soviel kleiner als der Druck der Außenluft ist, als der zur Überwindung der Widerstände notwendigen Kraft entspricht. Die Verminderung des Gegendruckes kann entweder dadurch erzeugt werden, daß die zum Ende des Steigrohres gehobene Flüssigkeit einer wieder abwärts führenden Leitung folgen muß (in dieser Weise wirkt der Saugheber) oder es wird die Einrichtung getroffen, daß die Steigleitung in einen luftdicht geschlossenen Behälter mündet, in welchem ein luftverdünnter Raum und damit der notwendige geringe Gegendruck erzeugt wird. Diese Vorrichtungen zur Förderung von Flüssigkeiten mittels Saugwirkung sowie die Saugheber seien in folgendem betrachtet.

Vorrichtungen zur Förderung von Flüssigkeiten mittels Saugwirkung.

Diese Einrichtungen beruhen teilweise darauf, daß aus der Steigleitung oder einem damit verbundenen Gefäß mittelst einer Luftpumpe die Luft abgesaugt wird, die zu fördernde Flüssigkeit dann von dem Druck der Außenluft in der Leitung aufwärts bewegt, bezw. nach dem nahezu luftleer gemachten Behälter gefördert wird. In dieser Weise wird z. B. bei den von Liernur und Berlier angegebenen und zur Ausführung gebrachten Entwässerungsanlagen die Jauche aus dem Rohrnetz stetig entfernt, wobei der Druck der Außenluft nicht allein die hydrostatische Last der Flüssigkeit auf den Strecken, wo die Leitungen steigen, zu heben, sondern auch die hydraulischen Widerstände des ganzen Rohrnetzes zu überwinden hat.

Die Förderung nach einem nahezu luftleer gemachten Behälter wird in vielen Städten bei der Entfernung der Jauche aus den Abortgruben in der Weise angewendet, daß eine Abfuhrtonne aus Eisenblech, auf einem Radgestell gelagert, nahezu luftleer gemacht und ein an der Tonne angebrachter Hahn durch einen Schlauch mit der zu leerenden Grube verbunden wird. Die Luftverdünnung in der Tonne wird durch eine Luftpumpe beliebiger Art oder dadurch erzeugt, daß die Tonne mit Wasserdampf gefüllt wird, welcher sich auf der Fahrt nach der Grube verdichtet. Die Luftpumpe kann fest aufgestellt sein, so daß alle Tonnen an dieser Stelle ausgesaugt und hierauf erst nach den Bedarfsorten gefahren werden, oder die Luftpumpe wird an der Tonne, bezw. auf einem besonderen Wagen angeordnet und die Luftverdünnung erst an dem Orte der Grubenräumung erzeugt. Auch zur Förderung von Wasser oder anderen dünnen Flüssigkeiten werden in einzelnen Fällen Vorrichtungen benutzt, welche in gleicher Weise wirken. Soll hierbei die Hebung in einer Leitung erfolgen, welche unten in den Saugbehälter, oben in das Gefäß mündet, aus welchem man die Luft stetig absaugt, so kann die mögliche Förderhöhe dadurch vergrößert werden, daß man unten in die Steigleitung Außenluft durch einen Hahn eintreten läßt. Die Flüssigkeitssäule durchsetzt sich dann mit Luftbläschen, wird dadurch spezifisch leichter und kann daher durch die auf den Spiegel des Saugbehälters pressende atmosphärische Luft entsprechend höher gehoben werden. Bei allen diesen Einrichtungen gelten für die Beziehung zwischen treibender Kraft und Widerstand die beim Saugheber Seite 504 gegebenen Betrachtungen. Für die Herstellung der Leitung und des gegebenen Falles möglichst luftleer zu machenden Behälters ist einerseits zu beachten, daß diese Teile tunlichst luftdicht sein müssen, anderseits, daß sie vom Luftdruck außen belastet werden und daher stark genug sein müssen, um nicht zusammengedrückt zu werden.

Der Saugheber.

Der Saugheber ist ein gekröpftes Rohr, welches unter gewissen Bedingungen zur Bewegung von Flüssigkeiten über eine Erhöhung weg, also mittelbar zur Förderung benutzt werden kann. Die allgemeine Anordnung ist durch Fig. 614 gekennzeichnet. Wird das Rohr mit dem einen offenen Ende in die zu fördernde Flüssigkeit getaucht und dann luftleer gemacht, so wird die Flüssigkeit in dem aufwärts führenden Teil, dem Steigrohr, in die Höhe steigen und nach Durchlaufen eines etwa angebrachten nahezu wagrechten Rohrteils, des Lagerrohrs, und nach Überschreiten des Heberscheitels sich durch das Fallrohr abwärts bewegen. Diese Bewegung kann auch eingeleitet werden, wenn der Heber an beiden

Enden geschlossen, hierauf mit Flüssigkeit gefüllt und dann beiderseitig wieder geöffnet wird. Eine dritte Art der Ingangsetzung besteht darin, daß die Flüssigkeit zunächst durch Einblasen von Luft in dem aufsteigenden Heberschenkel hochgetrieben wird, bis sie zum Abfluß kommt. Die Wirksamkeit des Saughebers ist an die Erfüllung gewisser Bedingungen gebunden, die in folgendem abgeleitet sind.

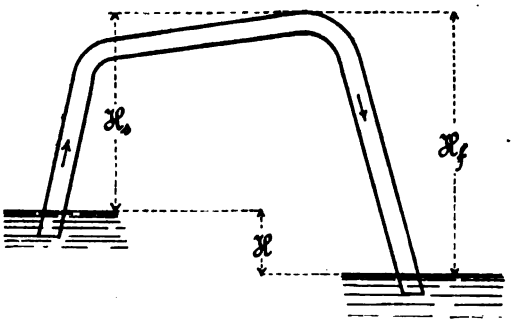


Fig. 614.

Es bedeute (alle Maße in m, qm, und cbm):

H_s die senkrechte Entfernung des Spiegels der zu fördernden Flüssigkeit vom Heberscheitel,

H_f diejenige des letzteren vom Spiegel im Ablaufgerinne oder, wenn das Fallrohr nicht unter Flüssigkeit mündet, von der Ausflußöffnung,

H_w den hydraulischen Druck am Heberscheitel in m Flüssigkeitshöhe,

A den Atmosphärendruck in m Flüssigkeitshöhe,

F den Querschnitt des Heberrohrs,

F_a denjenigen der Ausflußöffnung,

c die Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Heberrohr,

c_a die Ausflußgeschwindigkeit,

L_s die Rohrlänge von der Eintrittsöffnung bis zum Heberscheitel,

L_f diejenige von letzterem bis zur Ausflußöffnung,

Σh_s die den Bewegungswiderständen im Steig- und Lagerrohr und

Σh_f die denjenigen im Fallrohr entsprechende Geschwindigkeitshöhe.

Das Steigen der Flüssigkeit auf die Höhe H_s wird allein durch den Druck der Außenluft hervorgerufen; durch denselben muß also das Flüssigkeitsgewicht um H_s gehoben, der Flüssigkeit die Geschwindigkeit c erteilt, und es müssen die Bewegungswiderstände überwunden werden; am Heberscheitel tritt dann ein hydraulischer Druck H_w ein.

Durch Gleichsetzen der treibenden und widerstehenden Kräfte ergibt sich

$$A = H_s + \frac{c^2}{2g} + \Sigma h_s + H_w \quad \ldots \quad 422$$

Hieraus folgt für die Pressung im Heberscheitel

$$H_w = A - H_s - \frac{c^2}{2g} - \Sigma h_s \quad \ldots \quad 423$$

Diese Pressung darf ein gewisses Maß nicht unterschreiten, da sonst die Flüssigkeit im Heberscheitel in Dampfform übergeht. Es muß also H_w jedenfalls positiv sein, woraus sich die Bedingung ergibt

$$A > H_s + \frac{c^2}{2g} + \Sigma h_s \quad \ldots \quad 424$$

Hieraus folgt für die größte mögliche Steighöhe

$$H_s < A - \frac{c^2}{2g} - \Sigma h_s \quad \ldots \quad 425$$

Für die Bewegung im Fallrohr sind als treibende Kräfte vorhanden: der hydraulische Druck H_w, die lebendige Kraft der in Bewegung befindlichen Flüssigkeit, gegeben durch $\frac{c^2}{2g}$, und die Flüssigkeitshöhe H_f; als Widerstand ist der auf der Ausflußmündung lastende Luftdruck A vorhanden, ferner müssen die Bewegungswiderstände, gegeben durch Σh_f, überwunden werden; die austretende Flüssigkeit besitzt dann noch eine lebendige Kraft, welcher die Flüssigkeitshöhe $\frac{c_a^2}{2g}$ entspricht. Es ergibt sich somit durch Gleichstellung der treibenden und widerstehenden Kräfte:

$$H_w + \frac{c^2}{2g} + H_f = A + \Sigma h_f + \frac{c_a^2}{2g}, \quad \ldots \quad 426$$

woraus für den Druck im Heberscheitel

$$H_w = A - H_f + \frac{c_a^2 - c^2}{2g} + \Sigma h_f \quad \ldots \quad 427$$

folgt. Aus Gleichung 423 und 427 ergibt sich dann

$$H = H_f - H_s = \Sigma h_s + \Sigma h_f + \frac{c_a^2}{2g}, \quad \ldots \quad 428$$

d. h. das Gefälle H dient zur Überwindung der Widerstände in der ganzen Leitung und zur Erzeugung der Ausflußgeschwindigkeit c_a. Diese ist hiernach bestimmt durch

$$c_a = \sqrt{2g[H - (\Sigma h_s + \Sigma h_f)]}. \quad \ldots \quad 429$$

Damit überhaupt eine Strömung stattfindet, muß also

$$H > \Sigma h_s + \Sigma h_f \quad \ldots \quad 430$$

sein.

Die Bedingung, daß die Pressung H_w im Heberscheitel jedenfalls positiv ist, ergibt für die Verhältnisse im Fallrohr aus Gleich. 427 die Bedingung

$$A > H_f - \left(\frac{c_a^2 - c^2}{2g} + \Sigma h_f\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 431$$

Hierbei stellt der Klammerwert $\left(\frac{c_a^2 - c^2}{2g} + \Sigma h_f\right)$ denjenigen Teil der Fallhöhe H_f dar, welcher zur Erzeugung der Austrittsgeschwindigkeit c_a aus der Geschwindigkeit c und zur Überwindung der Widerstände beim Durchgang durch das Fallrohr und beim Austritt aus demselben gebraucht wird. Anders geschrieben lautet die vorstehende Bedingung

$$\frac{c_a^2 - c^2}{2g} + \Sigma h_f > H_f - A. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 432$$

Diese Bedingung ist für $H_f < A$ immer erfüllt. Ist dies für $H_f > A$ und $c_a = c$ nicht der Fall, so muß, damit das Fallrohr ganz mit Flüssigkeit angefüllt ist und eine stetige Flüssigkeitsbewegung in demselben stattfindet, der Austrittsquerschnitt desselben entsprechend verengt werden. Dadurch wird sowohl Σh_f als auch c_a größer und zwar besteht dann die Beziehung

$$c_a F_a = c F. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 433$$

Im Heberscheitel wird sich je nach der Beschaffenheit der Förderflüssigkeit und der Größe der Steighöhe mehr oder weniger Luft oder Gas wegen der Verminderung der Flüssigkeitspressung abscheiden. Wenn die Strömung nicht so lebhaft ist, daß diese Gase in das Fallrohr mitgerissen werden, so bleiben sie im Scheitel des Hebers sitzen, sammeln sich dort an und der Flüssigkeitsspiegel sinkt daselbst allmählich soweit, daß keine Flüssigkeit mehr vom Steigrohr in das Fallrohr übertritt; die Wirkung des Saughebers hört dann auf. Um dies zu verhüten, muß die sich ausscheidende Luft, bezw. müssen die sich ausscheidenden Gase von Zeit zu Zeit entfernt werden. Hierzu wird in den meisten Fällen eine kleine, am Heberscheitel angeordnete Luftpumpe benutzt, welche zugleich auch zum Aussaugen der Luft aus dem Heberrohr dient, wenn der Heber in Betrieb gesetzt werden soll. Die Pumpe wird mit Scheiben- oder Tauchkolben, einem Saug- und einem Druckventil ausgerüstet, die Kolbenstange an einem Griff unmittelbar oder mittelst Handhebel bewegt.

Statt einer Kolbenpumpe kann auch eine Strahlpumpe benutzt werden. Eine zweckmäßige Einrichtung dieser Art wurde von Eger in Berlin angegeben (erlosch. D.R.P. Kl. 59 Nr. 35 355 und Zusatz Nr. 39007) und in der durch die Fig. 615 bis 617 verdeutlichten Anordnung bei der Entwässerungsanlage der Stadt Breslau zur Ausführung gebracht. Die Heberleitung besteht aus 15 cm weiten geschweißten Röhren, und dient dazu, die Abwässer eines Stadtteiles über die Oder zu führen, wozu der 120 m lange wagrechte Mittelteil des Heberrohres an die Fußwegträger einer Brücke aufgehängt ist. Das 4 m lange Steigrohr D führt lotrecht aufwärts und mündet in einen zylindrischen Behälter A von 0,75 m Weite und 1 m Höhe,

in welchem sich die aus dem Kanalwasser entweichenden Gase sammeln, um zeitweilig durch einen Körting'schen Wasserstrahlsauger B entfernt zu werden. Ein Schwimmer C setzt denselben selbsttätig in Betrieb und schließt ihn wieder, wenn die Gase abgesaugt sind. Es geschieht dies in der Weise, daß der Schwimmer C, sobald die sich ansammelnden Gase einen Teil der Kanalwässer aus A verdrängt haben, sinkt und durch das Gestänge a eine Achse b in Drehung versetzt, auf welcher eine Scheibe c

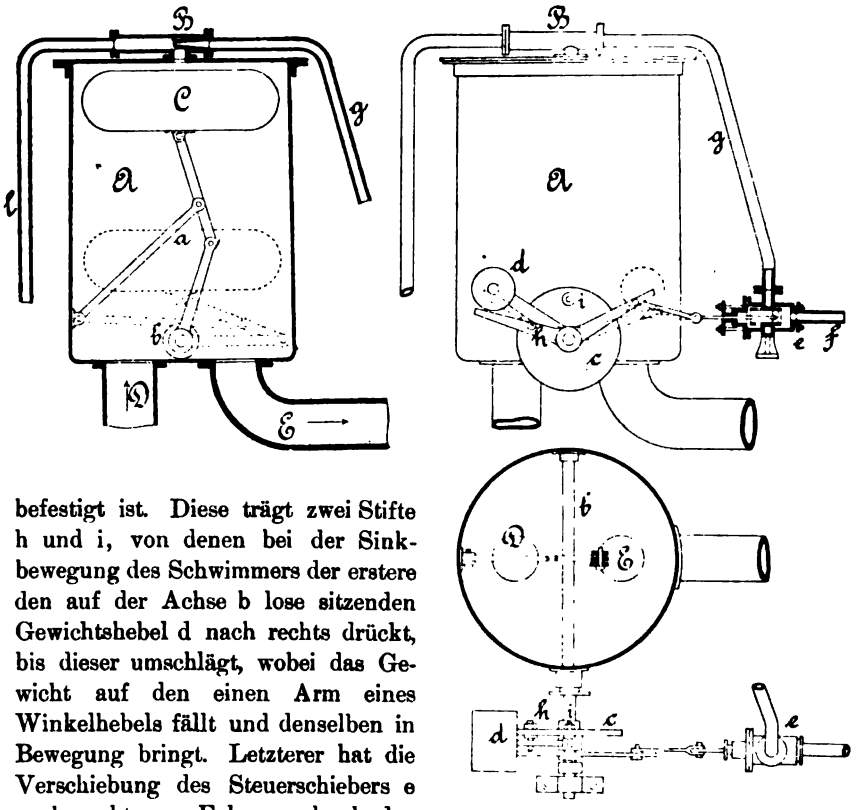


Fig. 615–617.

befestigt ist. Diese trägt zwei Stifte h und i, von denen bei der Sinkbewegung des Schwimmers der erstere den auf der Achse b lose sitzenden Gewichtshebel d nach rechts drückt, bis dieser umschlägt, wobei das Gewicht auf den einen Arm eines Winkelhebels fällt und denselben in Bewegung bringt. Letzterer hat die Verschiebung des Steuerschiebers e nach rechts zur Folge, wodurch das Rohr g mit dem an die städtische Wasserleitung angeschlossenen Rohr f in Verbindung tritt. Das unter Druck stehende Wasser wirkt im Wasserstrahlsauger B und hierdurch werden die in A gesammelten Kanalgase abgesaugt und durch die Leitung l entfernt. Die durch das Steigrohr D der Heberleitung zufließende Kanalflüssigkeit füllt nunmehr rasch den entleerten Raum von A, der Schwimmer C steigt und dreht die Scheibe c nach links. Der Stift i drückt das Gewicht nach links, bis es überfällt und, auf den anderen Arm des Winkelhebels

drückend, den Steuerschieber e schließt. Die Entlüftung dauert bei dieser Anlage 1 bis 2 Minuten, wobei etwa 0,25 cbm Luft aus dem Behälter A entfernt werden. Dies geschieht fünf bis sechsmal in 24 Stunden. Das Ansaugen des Hebers, nachdem er außer Tätigkeit gewesen ist, erfolgt gleichfalls durch die Wasserstrahlpumpe und erfordert 6 bis 10 Minuten.

Die während des Betriebes notwendige Entfernung der Luft oder der Gase aus dem Heber kann auch dadurch erfolgen, daß aus einem über dem Heberscheitel angebrachten Gefäß unter Abschluß der Außenluft zeitweise Wasser in das Heberrohr geleitet und dadurch die Luft verdrängt wird. Hierzu kann z. B. die in Fig. 618 skizzierte Einrichtung angebracht werden. Das auf dem Heberscheitel B angeordnete Gefäß a wird mit Wasser gefüllt; während des Betriebes ist das Ventil b geöffnet, so daß die im Heberscheitel sich sammelnde Luft nach a entweichen kann und durch eine gleiche Menge Wasser ersetzt wird. Hat sich in a zuviel Luft angesammelt, was an dem Wasserstandszeiger d erkennbar ist, so wird das Ventil b geschlossen, dasjenige e geöffnet und die Luft in a durch von c nach a fließendes Wasser verdrängt. Statt der Ventile können Hähne verwendet werden, welche in zwischen dem Heberscheitel und den Behältern einzuschaltenden Rohrstücken angeordnet werden. S. P. Parrau in Dresden hat für diese letztere Einrichtung eine selbsttätige Verstellung der Hähne durch einen im Heberscheitel angebrachten Schwimmer angegeben (erlosch. D.R.P. Kl. 59 Nr. 1793). Die Schwimmerstange bewegt dabei mittelst eines Gestänges die beiden Hähne derart, daß zeitweilig der untere Hahn geöffnet wird, um die im Heberscheitel angesammelte Luft durch einfließendes Wasser zu verdrängen, und ebenso zeitweilig der obere Hahn geöffnet wird, um die Luft aus dem Behälter in gleicher Weise zu entfernen.

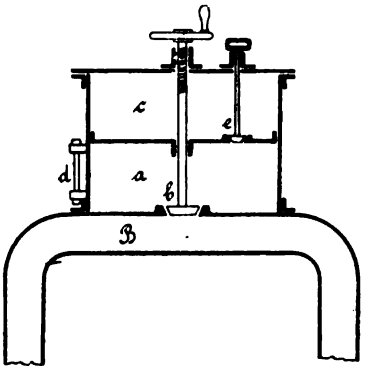


Fig. 618.

Um einen Saugheber in Tätigkeit zu setzen, muß, wie erwähnt, entweder die Luft aus der ganzen Leitung entfernt werden, was durch die angegebenen Luftpumpen geschehen kann, oder es wird die ganze Heberleitung mit Flüssigkeit gefüllt oder durch Anblasen ein Druck auf die in den Heber steigende Flüssigkeit ausgeübt. Im zweiten Falle muß der Heber an beiden Enden geschlossen werden; es wird deshalb gewöhnlich an der Einflußöffnung eine nach innen sich öffnende Rückschlagklappe, an der Ausflußöffnung ein Drosselventil angebracht. Die Füllung des Hebers erfolgt durch Einschütten von Flüssigkeit in eine dicht verschließ-

bare Öffnung am Heberscheitel, wozu auch die zuletzt beschriebenen Behälteranordnungen benutzt werden können. Wird bei gefülltem Heber das Auslaßventil geöffnet, so beginnt die Flüssigkeitsbewegung, indem durch das selbsttätig sich öffnende Eintrittsventil Flüssigkeit nachdringt. Bei der Füllung des Hebers ist zu beachten, daß die in demselben befindliche Luft vollständig entweicht, wozu an wagerechten oder schwach geneigten Teilen der Leitung, an welchen Luft sich leicht festsetzen kann, Entlüftungshähne anzubringen sind. Eine Ausführung des mittelst Anblasen in Wirksamkeit zu setzenden Hebers in Blei hat Fr. Bode in Dresden-Striesen angegeben (vergl. Zeitschr. des Ver. deutsch. Ing. 1889, S. 823). Wie Fig. 619 veranschaulicht, erhält das Heberrohr a am Saugende eine aus angelötetem Bleiblech bestehende Erweiterung b; der Boden derselben besteht aus einer Bleiplatte, deren Öffnung mit einer gläsernen Kugel bedeckt ist. Das Anblasen erfolgt mit Hilfe des Röhrchens e, in dessen oberes Ende beim Heben von Säure u. dgl. auch wohl ein größeres Gefäß oder ein Stück Gummischlauch eingeschaltet wird, um bei zu starkem Einblasen das nach Aufhören desselben entstehende und für den Arbeiter gefährliche Herausspritzen von Säure verhüten zu können; das Gefäß nimmt dann diese Säuremenge auf. Bei Anwendung eines Schlauches wird dieser, kurz bevor mit dem Blasen aufgehört wird, mit den Fingern zusammengedrückt. Solche Sicherheitseinrichtungen sind unnötig, wenn die den Heber bedienende Person genügend geübt ist, um das Einblasen in der richtigen Stärke auszuführen. Soll ein Gefäß A mit dem Heber völlig entleert werden, so wird das Heberende b in eine Vertiefung B eingesetzt.

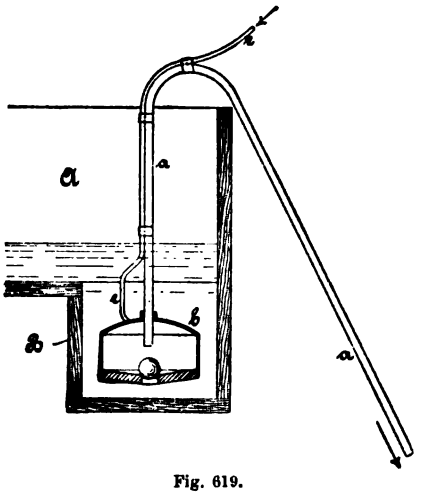


Fig. 619.

Bei der allgemeinen Anordnung eines Saughebers ist zu beachten, daß das Steigrohr stets in die zu fördernde Flüssigkeit eintaucht und diese Tauchtiefe nicht zu klein ist; es bildet sich sonst, namentlich bei größerer Eintrittsgeschwindigkeit, ein Lufttrichter; die Luft durchbricht die dünne, über der Eintrittsöffnung stehende Flüssigkeitsschicht und gelangt in das Steigrohr. Ferner müssen im Innern der Heberleitung alle Höhlungen vermieden werden, in welchen sich Luft festsetzen kann. Die Leitung muß so gelegt werden, daß sie auf ihrem längsten Wege bis zu einem Punkte, dem Heberscheitel, steigt und von diesem ab fällt, damit

die aus der Flüssigkeit entweichende und durch undichte Stellen der Leitung eindringende Luft ungestört in der Richtung des Flüssigkeitsstromes sich bewegen kann. Um den Eintritt von Luft durch die Austrittsöffnung zu verhüten, ist es zweckmäßig, auch diese unter Flüssigkeit münden zu lassen. Durch eine dortselbst anzubringende Abschlußvorrichtung kann der Betrieb geregelt und abgeschlossen werden; letzteres muß zur Vermeidung eines hydraulischen Stoßes langsam erfolgen. Hierfür kann auch ein Sicherheitsventil angebracht werden; auch ein etwa am Heberscheitel angeordneter Windkessel, der zweckmäßig mit einem Luftdruckmesser zu versehen ist, kann zur Abschwächung des Stoßes dienen. Die Heberleitung wird bei größeren Anlagen aus guß- oder schmiedeeisernen Röhren, für Grubenzwecke auch aus solchen von Zinkblech gebildet; ältere Anlagen zeigen auch Holzröhren; es ist in jedem Falle für eine möglichst gute Dichtung der Verbindungen Sorge zu tragen.

Die Anwendung des Saughebers ist durch die entwickelten Bedingungen beschränkt. Im kleinen wird der Heber zur Entleerung von Fässern u. dgl. benutzt, wobei auch wohl das Aussaugen der Luft aus dem Heber mit dem Munde erfolgt. Im Bergbaue kann der Heber zur Entwässerung von Orten, die mit dem Wasserhaltungsschachte nicht durchschlägig sind, von Bohrschächten geringer Tiefe, die an einem Bergabhange liegen, zweckmäßige Verwendung finden; ferner ist er bei Entwässerungsanlagen von Städten in der beschriebenen Weise geeignet, dann bei Ableitung des Wassers aus Teichen, deren Damm behufs Durchführung von Röhren nicht durchstochen werden darf.

Innerhalb des Anwendungsgebietes des Hebers bietet dessen Verwendung gegenüber derjenigen anderer Flüssigkeitshebevorrichtungen wesentliche Vorteile. Der Betrieb erfordert keine besonders zu schaffende bewegende Kraft, die Kosten des Betriebes sind daher gering; die Wirkung ist, sobald für eine Entfernung der angesammelten Luft oder Gase gesorgt wird, eine vollkommen sichere.

Für die Berechnung einer Heberanlage ist zunächst zu beachten, daß die Flüssigkeitsgeschwindigkeit c einen gewissen größten Wert nicht übersteigen kann. Aus der Bedingung 424

$$A > H_s + \frac{c^2}{2g} + \Sigma h_s$$

ergibt sich

$$c \leq \sqrt{2g(A - H_s - \Sigma h_s)}. \quad \ldots\ldots 434$$

Der größte Wert, der überhaupt unter der Annahme einer stetigen Bewegung eintreten könnte, würde entstehen, wenn H_s und Σh_s gleich Null wäre, also

$$c_{max} = \sqrt{2gA}.$$

Für Wasserförderung ist A = 10 m, also

$$c_{max} = 14 \text{ m}.$$

Für eine neu zu berechnende Heberanlage wird gegeben sein:

Q die in der Sekunde zu fördernde Flüssigkeitsmenge,

H_s die Steighöhe.

Es würde dann c zu wählen sein und zwar jedenfalls kleiner als der aus Gleich. 434 sich ergebende Wert, wenn Σh_s gleich Null gesetzt wird.

Hierauf wird der innere Durchmesser D der Heberleitung berechnet:

$$D = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\,c}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad , \quad 435$$

Es können dann die Werte für Σh_s und Σh_f bestimmt werden; die Bewegungswiderstände entstehen beim Eintritt in das Heberrohr, bei dem Durchströmen der geraden Leitungsstrecken, der Krümmungen und beim Austritte aus dem Heberrohr. Werden als Widerstandsvorzahlen entsprechend

$$\zeta_e,\ \zeta_l,\ \zeta_r,\ \zeta_a$$

eingeführt, dann ist

$$\Sigma h_s = \frac{c^2}{2\,g}\left(\zeta_e + \zeta_l \frac{L_s}{D} + \Sigma\zeta_r\right), \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 436$$

$$\Sigma h_f = \frac{c^2}{2\,g}\left(\zeta_l \frac{L_f}{D} + \Sigma\zeta_r + \zeta_a\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 437$$

Bei letzterer Gleichung ist vorausgesetzt, daß die Austrittsöffnung die gleiche Weite wie die Leitung selbst habe; es wird dies auch durchgängig so angeordnet und nur durch Verengung des Querschnittes mittelst eines Schiebers oder Ventiles der Abfluß geregelt.

Unter der erwähnten Voraussetzung ergibt sich, nachdem Σh_s und Σh_f durch Einsetzen der in früherem (vgl. S. 127 u. f.) angegebenen Werte bestimmt sind, aus Gleich. 428

$$H = \frac{c_a^2}{2\,g} + \Sigma h_s + \Sigma h_f. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 438$$

Ist die so bestimmte Höhe H durch die örtlichen Verhältnisse nicht möglich, so muß c kleiner genommen und die Rechnung wiederholt werden; läßt sich jedoch diese Höhe größer als berechnet anordnen, so ist es zweckmäßig, H etwas größer zu nehmen, um die gewünschte Flüssigkeitsmenge Q sicher zu erhalten; aus gleichem Grunde ist es zweckmäßig, D etwas größer als den aus Gleich. 435 berechneten Wert zu wählen.

Luftdruckpumpen.

Flüssigkeitsförderung durch Gasdruck findet sich in der Natur bei den Geisern, Sprudelquellen, Erdölspringbrunnen usw. Wie Gerlach in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1885, S. 311, mitteilt, wollte schon 1797 Bergmeister Löscher in Freiburg i. S. diese Hebungsart für die Zwecke der Wasserhaltung als „aërostatisches Kunstgezeug" künstlich nachbilden, doch ist es zu mehr als kleinen Zimmerversuchen damals nicht gekommen. In einigen Fällen, so z. B. bei der Wasserversorgung von Wilhelmshaven (vgl. Deutsche Bauzeitung 1876, S. 274), bei der Entwässerung eines Braunkohlenflötzes in der Nähe von Berlin (vergl. Verhandlungen des Gewerbefleiß-Vereines in Preußen, Sitzungsbericht März 1885, S. 80), wurde diese Förderungsmethode mit Erfolg benutzt. In beiden Fällen handelte es sich darum, Wasser aus engen Bohrbrunnen von größerer Tiefe zu heben, und wurde hierzu Preßluft durch ein in den Brunnen bis unter den Wasserspiegel gesenktes Rohr eingeblasen. Diese Luft steigt in Bläschen durch das Wasser langsam in die Höhe, und da jede Blase auf das über ihr befindliche Wasser einen Druck vom Gewichte des durch sie verdrängten Wassers ausübt und die mit Luftbläschen durchsetzte Wassersäule ein geringeres spezifisches Gewicht hat, als das den Brunnen umgebende Grundwasser, so wird durch den von sämtlichen Blasen herrührenden Auftrieb das Gleichgewicht in dem aus dem Brunnenrohre und dem Grundwasser gebildeten verbuftdenen Rohrsystem gestört und das Wasser muß sich im Rohre so hoch heben, bis wieder Gleichgewicht mit dem Drucke des Grundwassers entsteht; oder, wenn das Rohr nicht so hoch ist, so muß das Wasser oben ausströmen und mit einer dem übrigbleibenden Druckunterschiede entsprechenden Geschwindigkeit durch den Sauger nachströmen. Diese Geschwindigkeit wird eine stetige, wenn der Luftzufluß unveränderlich ist, und hängt von der Menge der in der Zeiteinheit zugeführten Luft und den Reibungswiderständen im Rohre und im Sauger ab. Bei dem Aufsteigen der Luftblasen mit dem Wasserstrome dehnt sich die Luft all-

mählich wieder bis zum Atmosphärendrucke aus, verdrängt also auch eine entsprechend größere Menge Wasser.

Für den durch die eingepreßte Luft bewirkten Auftrieb ist daher die mittlere Dichtigkeit der Luft im Rohre in Rechnung zu ziehen. Bei der genannten Entwässerung war ein Abessinier-Brunnen von 80 mm Rohrweite 30 m tief eingesenkt; die auf 3 Atm. verdichtete Luft wurde durch ein Bleirohr von 20 mm Weite eingeführt und damit in der Minute eine Wassermenge von 600—700 Liter gehoben. Wenn auch der Wirkungsgrad dieser Förderungsart nur gering sein kann, so mag doch von derselben zweckmäßig in denjenigen Fällen Gebrauch gemacht werden, in denen es sich darum handelt, Flüssigkeit aus tiefen Brunnen, welche für die Aufstellung einer Pumpe zu eng sind, zu heben.

Für die Hebung von Säuren wird von der vorbeschriebenen Einrichtung auch in der Weise Gebrauch gemacht, daß man die Steigleitung von dem zu entleerenden Behälter ab zunächst lotrecht abwärts und dann aufwärts bis zum Ausflusse führt. Die Preßluft wird am unteren Ende des aufsteigenden Teiles des Steigrohres eingeleitet, sie vermindert das Gewicht der in diesem Teile stehenden Flüssigkeitssäule, so daß diese durch die im abwärts führenden Rohrteile befindliche und aus dem Zuflußbehälter sich stets erneuernde Säule stetig gehoben wird. Es kann auch an die zu entleerenden Behälter ein Rohr angeschlossen sein, in welchem die Steigleitung bis nahe zum geschlossenen Rohrende niedergeht; die enge Luftleitung muß dann am unteren Ende der Steigleitung münden.

Bei den vorbeschriebenen Einrichtungen muß die Preßluft besonders erzeugt werden und kann dies durch eine Luftverdichtungspumpe geschehen. Einige durch Preßluft wirkende Hebewerke sind so eingerichtet, daß in ihnen zugleich auch der Luftdruck entwickelt wird. Es sind demnach zu unterscheiden:

a) Luftdruck-Hebewerke, welche mit besonders erzeugter Preßluft arbeiten;

b) solche, in denen letztere zugleich erzeugt wird.

Zu ersterer Gruppe gehören die bereits genannten Einrichtungen.

In neuerer Zeit sind beachtenswerte Neuerungen an solchen Wasserförderungsanlagen mit Erfolg zur Anwendung gebracht worden.

Verschiedene Pumpensysteme.

A. Borsig in Berlin-Tegel führt eine Lufdruckpumpe unter der Bezeichnung „Borsigsche Mammutpumpe“ (D.R.P. Kl. 59 Nr. 89417 (erlosch.) und Nr. 91886) aus, welche gegenüber den vorerwähnten Bauarten die wesentliche Neuerung einer Zuführung der Preßluft am ganzen Umfang des Steigrohrs zeigt, wie Fig. 620 und 621 veranschaulichen. Das

Luftzuführungsrohr A wird hierzu entweder, wie Fig. 620 andeutet, seitlich vom Steigrohr niedergeführt und endigt dann in einer Luftkammer a, in welche das Steigrohr B mündet, oder das Luftrohr A umgibt letzteres, wie Fig. 621 zeigt, oder es wird in dieses eingesetzt. Im letzteren Fall

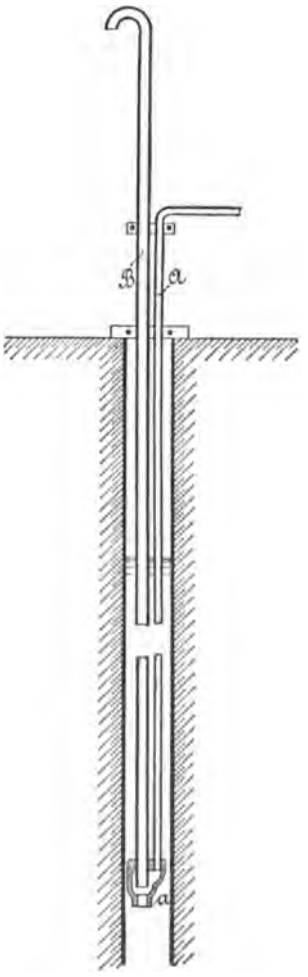


Fig. 620.

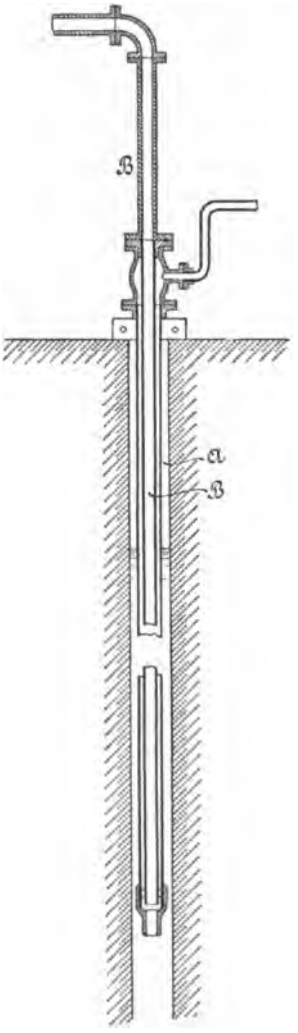


Fig. 621.

wird bei einer anderen Ausführungsform in geringer Entfernung unter dem Ende des Luftrohrs eine kreisförmige Platte vom Durchmesser des letzteren angebracht und das Steigrohr noch etwas tiefer als das Luftrohr geführt.

Die ringsum in das Steigrohr eintretende Luft soll sich nicht wie bei der gewöhnlichen Art dieser Wasserförderung in zahlreiche einzelne Bläschen auflösen, sondern sich in einer größeren Menge in das zu hebende Wasser einschieben, so daß einzelne Luftkolben entstehen, welche mit den zwischenliegenden Wassermengen zahlreiche Schichten im Steigrohr bilden. Entsprechend der mit dem Aufsteigen des Wassers verbundenen Druckabnahme in demselben dehnen sich die Luftschichten aus und fördern dadurch die Wasserbewegung. Die Mammutpumpe wird neuerdings zur Wasserförderung aus Tiefbrunnen vielfach zur Anwendung gebracht, ferner bei Tiefbohrungen, da auch Sand u. dergl. mit heraufgeführt wird, ferner zur Förderung von heißem oder schlammigem Wasser.

Eine ausführliche Abhandlung über die Konstruktion, Verwendbarkeit und Leistung der Borsigschen Mammutpumpe hat E. Josse in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 981 veröffentlicht.

Weitere Mitteilungen über Anlagen mit Mammutpumpen s. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 1080.

Ein vielfach angewandter hierher gehöriger Apparat ist der Saftheber (Montejus). Derselbe besteht aus einem zylindrischen, stehend aufgestellten Behälter, der, wie Fig. 622 zeigt, mit einer Haube versehen ist, an welcher die Entlüftungsleitung A und die Zuleitung B der Preßluft anschließen; das Rohr B wird zweckmäßig noch bis in die Haube fortgesetzt und dort abgebogen, so daß es nach oben mündet, damit die eintretende Luft ohne Stoß auf die Oberfläche der zu fördernden Flüssigkeit wirkt. Die Zuleitung der letzteren erfolgt durch die Leitung C; die Steigleitung D mündet mit seitlichen Öffnungen in einer Vertiefung F des Gefäßes E, damit dieses bis zum Boden entleert werden kann. Behufs Füllung des Gefäßes E werden die Hähne a und c geöffnet; die eintretende Flüssigkeit verdrängt die Luft nach der Leitung A; sobald durch letztere Flüssigkeit austritt, also das Gefäß gefüllt ist, werden die Hähne a und c geschlossen und der Hahn b geöffnet; die eintretende Preßluft drückt dann die Flüssigkeit in die Steigleitung D. Bei der vorbeschriebenen Einrichtung muß die Flüssigkeit durch die Leitung C infolge ihres Eigengewichtes einfließen, es findet also nur Druckwirkung statt; soll die Flüssigkeit auch angesaugt werden, so muß hierzu durch eine Luftpumpe

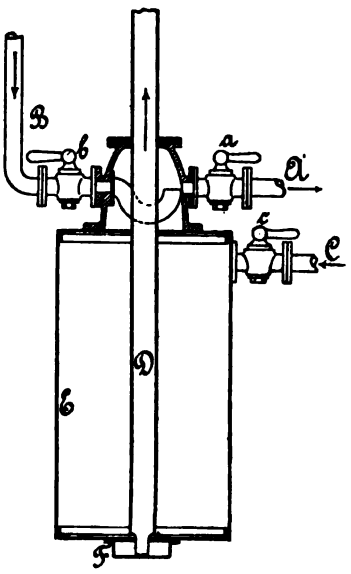


Fig. 622.

das Gefäß nahezu luftleer gemacht werden, wie im vorigen Abschnitt erläutert wurde.

In Zuckerfabriken wird zum Betrieb der Montejus Wasserdampf statt Preßluft verwendet, wie dies im späteren (S. 531) angegeben ist.

Bei der in Fig. 622 dargestellten Pumpe muß die Steuerung der Hähne von Hand erfolgen; es ist also eine stetige Bedienung notwendig. Zweckmäßiger sind diejenigen Apparate, welche mit selbsttätiger Steuerung arbeiten.

Solche Einrichtungen sind im besonderen für die Förderung ätzender Flüssigkeiten von Laurent und Kestner angegeben worden und in französischen Fabriken in Betrieb (vgl. Bulletin de la société d'encouragement 1885 S. 547). Der Apparat von Laurent dient hauptsächlich zum Heben von Schwefelsäure und wird in der durch Fig. 623 verdeutlichten Gestalt aus Gußeisen mit Bleiröhren hergestellt. Das Gefäß A hat 0,4 m Durchmesser und ist vom Fuß bis zur Flansche a des gewölbten Deckels 0,53 m hoch. Von dem Speisebehälter B führt ein mit einem Hahn versehenes Bleirohr c in ein Ventilgehäuse C, von diesem ein Bleirohr d in das Gefäß. Das Steigrohr e mündet mit einer erweiterten Öffnung nahe am Boden des letzteren und ist in der gewünschten Höhe mit einem Ausguß versehen. Eine an das Steigrohr e gelötete Bleischeibe dient zur Abdichtung des Gefäßdeckels und enthält die Mündung der gleichfalls mit ihr verlöteten Luftzuleitung f. Bei leerem Gefäß wird nun der an der letzteren angebrachte, in der Figur nicht angegebene Hahn geöffnet, die Preßluft strömt ein und entweicht durch die an e angelötete, nach oben gebogene Leitung g in die Röhre e. Wird nun der Hahn unter dem Speisebehälter B, welcher 1,5 m über dem Ventilgehäuse C liegt, geöffnet, so fällt Flüssigkeit in letzteres, hebt das Ventil und tritt in das Gefäß, steigt dann rasch bis zur Öffnung des Hebers g und füllt diesen an. In diesem Augenblick wird der Preßluft der Weg zum Entweichen nach außen verschlossen, der Druck im Gefäß steigt und das Ventil C schließt sich; die Flüssigkeit wird von der Luft nach der Steigleitung e gepreßt. Dadurch fällt aber der Flüssigkeitsspiegel im Gefäß und die im Heber g enthaltene Flüssigkeit wird auch nach e gedrückt; sobald hierdurch die Luft gleichfalls in diese Leitung gelangt, tritt sie mit der Flüssigkeit aus dieser aus und der Druck im

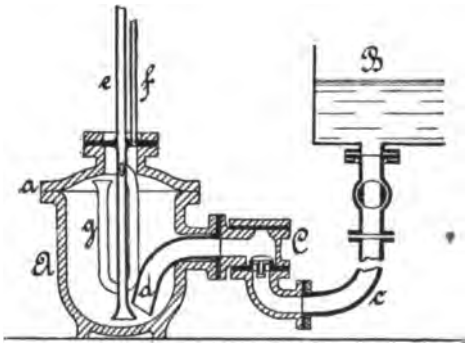


Fig. 623.

Gefäß vermindert sich derart, daß das Ventil C sich wieder heben kann, eine neue Füllung eintritt und damit das Spiel sich wiederholt. Der beschriebene Apparat hat einen Gefäßinhalt von 0,04 cbm; er arbeitet mit Preßluft von 5 At. Druck und kann mit 20 Spielen in der Stunde täglich 30000 kg Schwefelsäure von 60° B. auf eine Höhe von 20 m und mehr heben.

Eine Erhöhung der Leistung läßt sich dadurch erzielen, daß vom Ventilkasten ein zweites, unten mit Druckventil versehenes Rohr aufwärts geführt wird, in welches die engere Steigleitung e mündet. Die in letzterer sich rasch bewegende Flüssigkeit wirkt dann noch saugend auf das weitere Rohr, und es tritt dadurch unmittelbar eine Förderung aus dem Gehäuse bei C ein, so daß der Apparat selbst hauptsächlich die eigentümliche stoßweise Wirkung erzeugt.

P. Kestner in Lille hat verschiedene Formen von Druckluftpumpen angegeben, von denen einige mit Erfolg zum Heben von Säuren zur Anwendung gekommene Bauarten in nachstehendem mitgeteilt seien.

Der in Fig. 624 angedeutete Apparat wird vorzugsweise zum Heben von Salzsäure benutzt und dann aus Hartgummi und Steingut verfertigt. An das in einer Schutzhülle aus Holz stehende, aus Steingut verfertigte Gefäß A sind drei Leitungen angeschlossen, von welchen a die zu hebende Flüssigkeit, b die Preßluft einführt, und c die Flüssigkeit hochleitet. Die Preßluft strömt durch die Röhre d teils nach einem Ventilgehäuse B und teils nach dem Gefäß A. In dem aus Hartgummi hergestellten Gehäuse B ist eine Kautschukklappe e angebracht, welche die beiden Leitungen f und g abschließen kann, wovon erstere von dem Speisebehälter C abgeht. Wird bei entleertem Gefäß A die Luftzuleitung d geöffnet, so fließt die Flüssigkeit aus C durch die offene Klappe e nach A und die Preßluft entweicht durch die Leitung g. Sobald die Füllung soweit erfolgt ist, daß die Flüssigkeit bis zur Mündung der Leitung g im Ventilgehäuse reicht und von der entweichenden Luft in diese Leitung mitgerissen wird, schließt sich die Klappe e, und da nun die Leitungen f und g abgesperrt sind, so wird die Flüssigkeit aus A in die Steigröhre c getrieben, bis der Flüssigkeitsspiegel in A so weit gesunken ist, daß

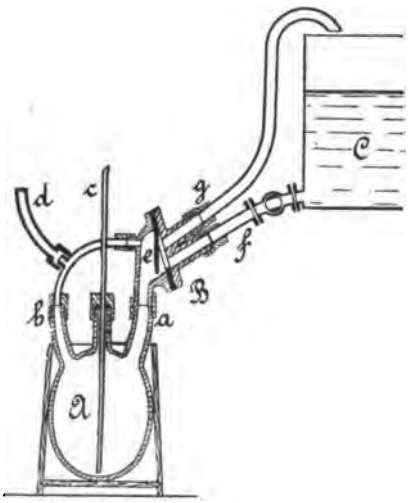


Fig. 624.

durch c die Luft entweichen kann; dann sinkt der Druck in a und es kann wiederum Flüssigkeit eintreten, das Spiel sich also wiederholen.

Kestner hat diesen Apparat noch vereinfacht und ihm die in Fig. 625 dargestellte Form gegeben. Das Gefäß ist hier aus einem Steingutzylinder A gebildet, der durch gußeiserne Deckel a, welche durch lange Schrauben angepreßt werden, verschlossen ist. In den Verschlußplatten b aus Hartgummi mündet die Zuleitung c der zu hebenden Flüssigkeit, die Zuleitung d der Preßluft, das Rohr e, aus welchem die Luft während der Neufüllung des Apparates entweicht, und die Leitung f, in welcher die steigende Flüssigkeit hoch gedrückt wird. Wenn die Flüssigkeit die Öffnung e erreicht, so schließt sich die Klappe, es beginnt die Druckwirkung der stetig eintretenden Preßluft und dauert so lange, bis der Flüssigkeitsspiegel unter die Mündung des Steigrohres f sinkt und die Luft durch letzteres entweichen kann. Infolge der hierbei eintretenden Druckverminderung in A erfolgt die Neufüllung, und das Spiel wiederholt sich. Ein Apparat der in Fig. 625 dargestellten Einrichtung fördert

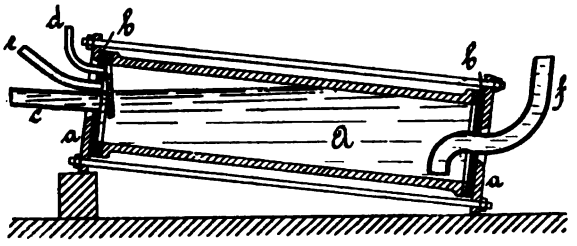


Fig. 625.

stündlich etwa 2 cbm Säure, ein solcher nach Fig. 624 mit einem Gefäßinhalt von 0,05 cbm je nach der Menge der verwendeten Preßluft 0,7 bis 2,5 cbm auf 15 m Höhe.

Über den Luftverbrauch der vorbeschriebenen Apparate enthält die S. 515 angeführte Quelle keine Angaben; derselbe wird verhältnismäßig nicht gering sein, da während des allerdings nur kurzen Zeitraumes der Wiederfüllung Preßluft nutzlos entweicht; jedoch gleicht sich dieser gegenüber der gewöhnlichen, in Fig. 622 dargestellten Einrichtung entstehende Verlust reichlich dadurch aus, daß die Bedienung der Steuerung erspart wird. Nach den mit den Apparaten gemachten Erfahrungen haben dieselben ohne Unterbrechung monatelang gearbeitet.

Neuere Bauarten der Kestnerschen Druckluftpumpen (erlosch. D. R. P. Kl. 59, Nr. 67474 und 84690) sind durch Fig. 626 bis 628 nach einer Mitteilung in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1894, S. 1281, dargestellt. Das Wesentliche dieser Apparate besteht darin, daß ein Schwimmer X (Fig. 627) die Druckluftzuleitung T_3 und den Luftauslaß T_4

(Fig. 626) abwechselnd öffnet und schließt, so daß der Innenraum des Behälters B entweder unter dem Drucke der durch T_2 zugeführten Preßluft oder aber durch T_4 mit der Außenluft in Verbindung steht. Der aus Ton geformte Schwimmer X trägt hierzu ein Ventil a, das durch Leisten s in dem tönernen Ventilsitz o geführt und mittelst der Schraube d und der Muttern b c an X befestigt ist. Auf der in ein durchbohrtes Platinblech h endenden Druckluftleitung T_2 ist mittelst einer Hülse f ein zweites Ventil geführt, das aus der Schraube e mit einer Platinspitze besteht. Diese Teile sind mit Ausnahme der genannten Platin- und Tonteile aus einer Antimon-Bleilegierung, 1 : 20, hergestellt. Der durch die beiden

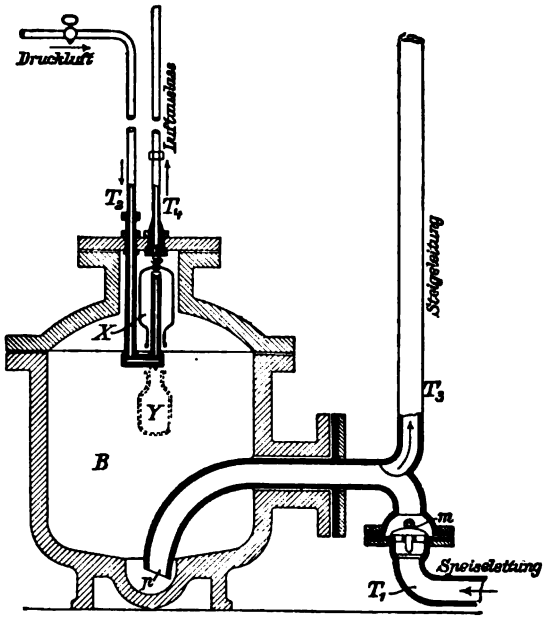


Fig. 626.

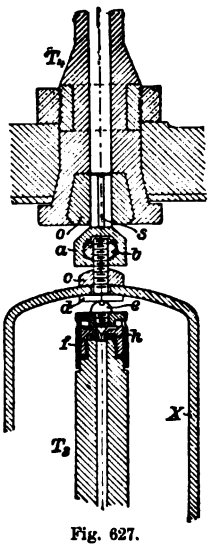


Fig. 627.

feststehenden Ventilsitze begrenzte Hub des Schwimmers beträgt 2 mm. Die Wirkungsweise ist nun folgende: Die Säure wird aus einem hoch gelegenen Behälter durch die Speiseleitung T_1, in welche ein Rückschlagventil m eingeschaltet ist, in den gußeisernen leeren Behälter B, der etwa 50 l Rauminhalt hat, eingeführt; die Luft entweicht durch den Auslaß T_4; der Schwimmer ruht dabei auf dem Ventil e und drückt dieses auf seinen Sitz, so daß die Druckluftzuleitung T_2 geschlossen ist. Durch die aufsteigende Flüssigkeit wird schließlich der Schwimmmer gehoben, so daß sich das Ventil e unter dem Drucke der Preßluft heben kann und diese in den Behälter tritt; dabei schließt der sich hebende Schwimmer den Luftauslaß ab. Die eintretende Druckluft wirkt nun auf die Flüssigkeit

und hebt sie durch die Leitung T_3 auf die gewünschte Höhe. Dies dauert so lange, bis der herabsinkende Flüssigkeitsspiegel die Rohrmündung frei werden läßt; dann sinkt die Pressung im Behälter, der Schwimmer fällt herab, schließt die Druckluftleitung T_2 und das Spiel beginnt von neuem. Bei Überwindung großer Förderhöhen wird das Gewicht des Schwimmers entsprechend dem gegen das Ventil e wirkenden größeren Drucke durch eine angehängte Flasche Y, welche sich mit Säure füllt, vergrößert. Fig. 628 zeigt eine andere Ausführungsform, bei welcher die von

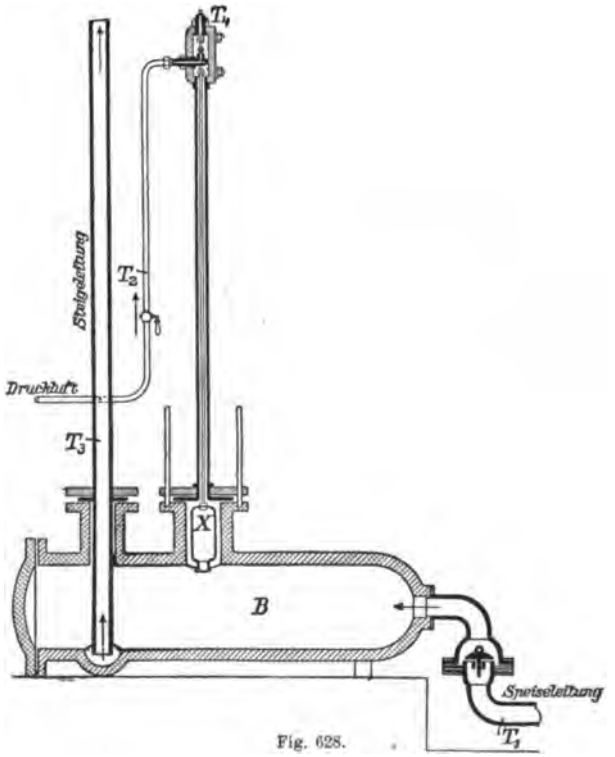


Fig. 628.

dem Schwimmer X beeinflußten Ventile hoch über dem Druckgefäße B angebracht sind, um sie bequemer nachsehen zu können; der Schwimmer ist dann mit den Ventilen durch einen Draht verbunden. Für das Heben von Salzsäure werden gußeiserne Behälter verwendet, deren innere Wandungen mit hornisiertem Kautschuk überzogen sind; für das Heben von Schwefelsäure ist ein solcher Überzug nicht nötig.

Mitteilungen über Saftheber finden sich ferner in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 1081.

Die Hebung der Spüljauche an den Tiefpunkten der einzelnen Entwässerungsgebiete mittelst Preßluft ist insbesondere nach den Angaben von Shone in englischen Städten bei der von dem Genannten angegebenen Entwässerungsart zur Ausführung gekommen. Es werden hierbei Hebewerke von der in Fig. 629 und 630 dargestellten Einrichtung benutzt. Die Spüljauche fließt durch das Fallrohr B in das gußeiserne Gefäß A, wobei die in A befindliche Luft durch die Leitung C entweicht. In dem domartigen Aufsatz des Gefäßes A bewegt sich eine Glocke D, welche an

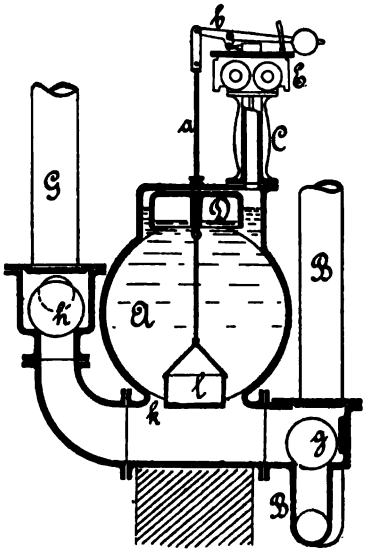


Fig. 629.

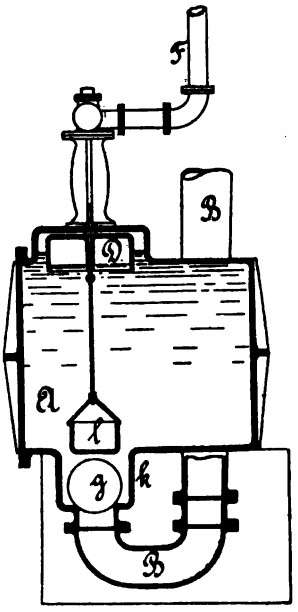


Fig. 630.

einer Stange a hängt; letztere wirkt mittelst des Hebels b auf die in Fig. 631 angegebene Steuerung E des Zutrittes der Preßluft zum Gefäß. Hebt sich infolge des Einfließens der Spüljauche die Glocke D, so bewegt der Hebel b einen Schieber c in die gezeichnete Stellung, so daß die durch die Leitung F in das Schiebergehäuse seitlich strömende Preßluft den Kolbenschieber d nach links treibt und damit Öffnungen e freimacht, durch welche die Preßluft nach dem Kanal f und damit durch das Rohr C nach dem Gefäß A strömen kann. Hier drückt sie auf den Flüssigkeitsspiegel; das Kugelventil g schließt sich, dasjenige h wird geöffnet und die Jauche tritt durch das Steigrohr G in die hochgelegene Abflußleitung. Ist dadurch der Flüssigkeitsspiegel bis an die Ausflußöffnung k gesunken, so sinkt die Glocke D, indem neben dem Gewicht derselben und der Stange a auch der Jauchen-

inhalt der Schale l zur Wirkung kommt. Die sinkende Glocke D bewegt mittelst des Hebels b den Schieber c nach rechts und dieser schließt den Kanal m und öffnet denjenigen n. Die Druckluft strömt durch n hinter den Schieber d und bewegt ihn nach rechts; dadurch werden die Öffnungen e verschlossen uud diejenigen o freigelegt, durch welche die in dem Apparat noch befindliche Druckluft und später die von der neu einfließenden Jauche verdrängte Luft aus der Leitung C abströmen kann. Hierauf beginnt das Spiel von neuem, jedoch erst dann, wenn wieder genug Jauche in das Gefäß A geflossen ist, so daß die Steuerung wieder selbsttätig in Betrieb kommt. Diese Hebewerke haben sich gut bewährt und werden für etwa 0,3 bis 0,6 cbm Gefäßinhalt ausgeführt.

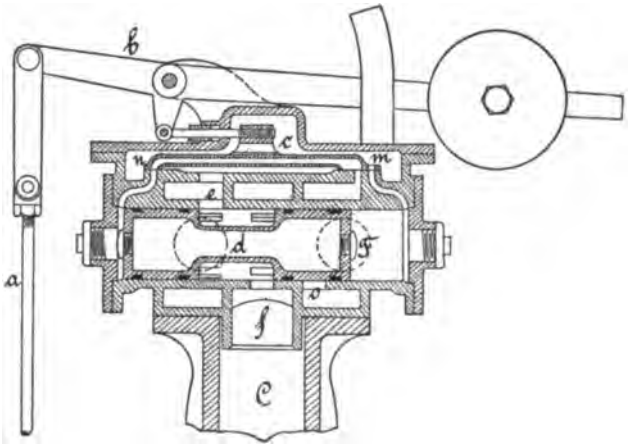


Fig. 631.

Ähnliche Apparate sind ferner in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1896, S. 997, beschrieben.

Für die Wasserhaltung sind mehrfach Einrichtungen zur Wasserförderung mittelst Preßluft vorgeschlagen und patentiert worden, jedoch nur vereinzelt zur Anwendung gekommen. Eine solche Luftdruckpumpe von Wilhelm Schranz in Laurenburg a. d. Lahn (erlosch. D. R. P. Kl. 59, Nr. 33822) wurde in der durch die Fig. 632 bis 636 dargestellten Anordnung auf der preußischen Grube Holzappel, Revier Diez, mit Erfolg zur Wasserhaltung verwendet. Die Wirkungsweise ist folgende: Die Maschine wird in die zu hebende Flüssigkeit gestellt, so daß letztere durch ihr Eigengewicht die Saugventile $b\,b^1$ hebt und in die Gefäßräume $a\,a^1$ eindringt; hierdurch heben sich die Schwimmer $c\,c^1$ und verschließen durch die an ihren Stangen angebrachten Ventile die nach der Steuervorrichtung führenden Öffnungen $d\,d^1$. Wird nun durch das Rohr h Preßluft in

die Steuerung eingeführt und steht der entlastete Kolben i, wie in Fig. 634 gezeichnet, links, so strömt diese Luft durch das Rohr f in den Gefäßraum a und drückt, indem das Saugventil b sich schließt, die in a befindliche Flüssigkeit durch einen unten seitlich mündenden Kanal k und

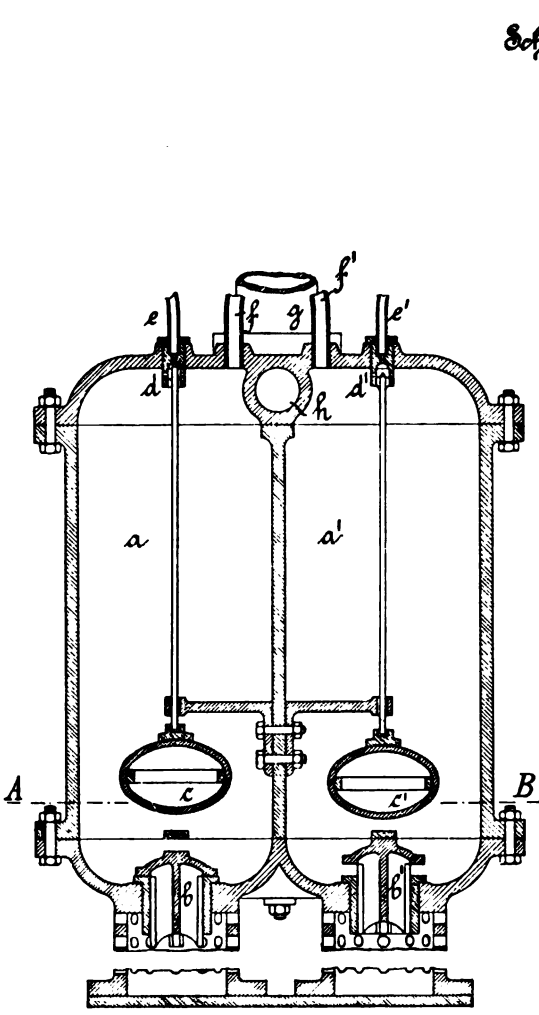


Fig. 632.

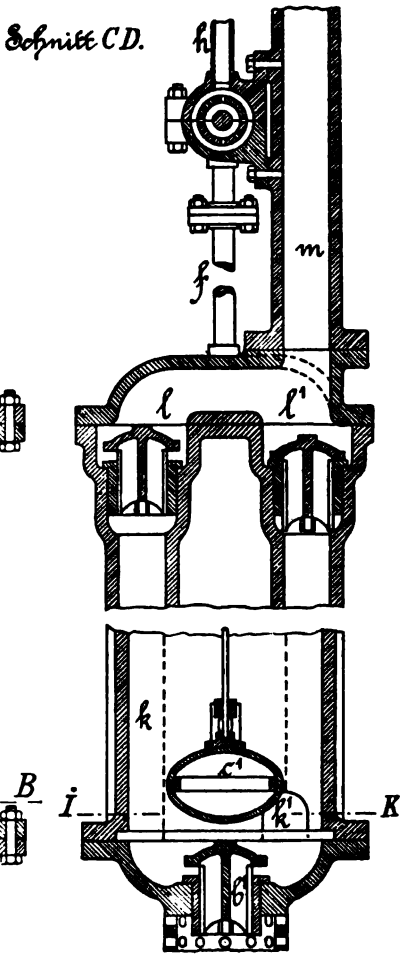


Fig. 633.

durch das Druckventil l in das gemeinsame Steigrohr m. Ist die Flüssigkeit aus a so weit verdrängt, daß der Schwimmer c sinkt, so wird die Ventilöffnung d frei; es strömt dann ein Teil der in a befindlichen Luft durch das Rohr e auf die Ringfläche des Kolbens i, schiebt diesen nach

rechts und bewirkt damit die Umsteuerung. Sobald diese erfolgt ist, entweicht die in a enthaltene Luft durch das Rohr f und den Hohlraum o des Kolbens i unmittelbar oder, wenn die Steuervorrichtung auch unter Flüssigkeit steht, durch das Rohr p ins Freie; infolgedessen kann wieder Flüssigkeit durch das Saugventil b in den Raum a treten. Die durch h einströmende Preßluft gelangt nun durch den Steuerapparat und das Rohr f^1 in den Gefäßraum a^1 und wirkt in diesem, wie vorher in a, so daß die

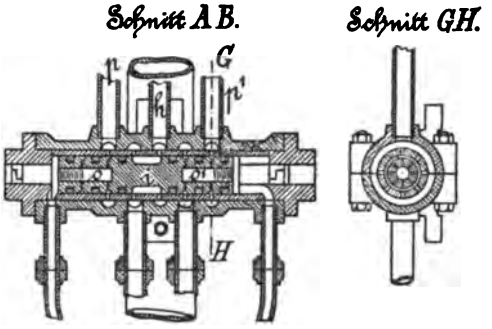


Fig. 634.

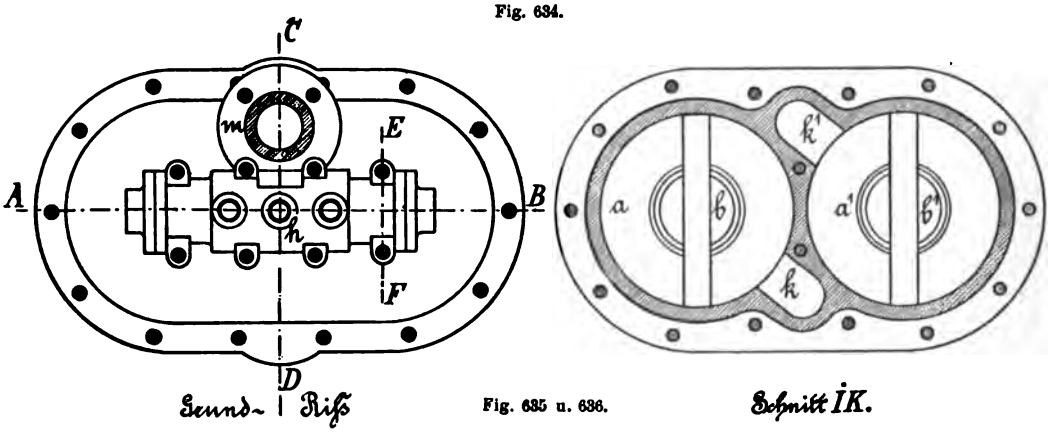


Fig. 635 u. 636.

Flüssigkeit aus a^1 durch den Kanal k^1 und das Druckventil l^1 in das Steigrohr m gedrückt wird. Sobald hierdurch der Schwimmer c^1 sinkt, erfolgt wieder die Umsteuerung und das Spiel beginnt von neuem. Die Maschine setzt sich dadurch selbsttätig in Bewegung, daß ein in der Luftzuführungsleitung h angebrachter Hahn durch eine Schwimmervorrichtung geöffnet wird, wenn die Flüssigkeit in dem zu entleerenden Sumpfe eine gewisse Höhe erreicht hat; sinkt der Flüssigkeitsspiegel im Sumpfe unter einen niedrigsten Stand, so schließt der Schwimmer den erwähnten Hahn ab und setzt damit die Maschine außer Betrieb.

Luftdruck-Hebewerke, in welchen die Preßluft auch erzeugt wird, finden sich nur vereinzelt und in verschiedener Form in Anwendung. Die Verdichtung der Luft wird bei kleineren Einrichtungen durch Zusammendrücken eines Gummiballes, bei größeren durch Wasserdruck erzeugt.

Stumpf hat das letztere Prinzip insbesondere für Feuerlöschanlagen derart ausgebildet (erlosch. D. R. P. Kl. 61, Nr. 22598), daß Wasser in hoch aufgestellten Behältern sich unter Druck befindet und im Bedarfsfalle durch diesen in genügend hohen Strahlen an den Feuerhähnen zum Spritzen Verwendung finden kann. Solche Einrichtungen sind dann zweckmäßig, wenn der in einer verwendbaren Wasserleitung herrschende Druck nicht ausreicht, um durch Strahlen hochgelegene Punkte zu erreichen. Nach Stumpf's Vorschlag ist z. B. im Marientheater in St. Petersburg von San Galli eine Einrichtung in der durch Fig. 637 dargestellten Art ausgeführt worden. Zwei Behälter A und B stehen durch die angegebenen Rohrleitungen in Verbindung. Die Leitung a ist von dem städtischen Wasserversorgungsrohrnetze abgezweigt und teilt sich in den Strang b, welcher nach A führt, und in denjenigen c, welcher in B mündet. Um nun den letzteren Behälter mit Wasser unter Druck zu füllen, werden die Hähne d und e der Leitungen c und f geöffnet; es tritt dann das Wasser durch c nach B, während die Luft durch f entweicht. Ist der Behälter B halb gefüllt, so wird Wasser aus dem Hahn e fließen; sobald dies geschieht, werden die Hähne d und e geschlossen, dagegen diejenigen g und h geöffnet. Das Wasser fließt dann in den Behälter A, wobei es die in demselben befindliche Luft durch das Rohr i nach B drückt. Zeigt der an A angebrachte Wasserstandszeiger die gänzliche Füllung dieses Behälters an, so werden die Hähne g und h geschlossen und k und l geöffnet. Hierdurch fließt das Wasser aus A nach dem Abflußrohr m und ist so der Behälter A entleert, so werden die Hähne k und l geschlossen. Der Inhalt von A ist bei der genannten Anlage $1^1/_2$ mal so groß als der Luftraum von B, es wird demnach durch den beschriebenen Vorgang in letzterem Behälter ein Überdruck von etwa $1^1/_2$ Atm. entstehen. Wird der Vorgang wiederholt, so wächst

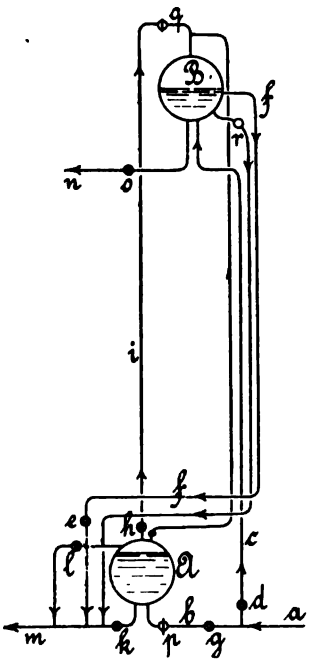


Fig. 637.

der Überdruck in B auf 3 Atm. Es kann also ein Luftdruck in B erzeugt werden, welcher nahezu gleich dem in der städtischen Wasserleitung herrschenden, gemessen am Wasserspiegel in A, ist. Mittelst dieses Luftdruckes kann die Speisung der an der Leitung n angebrachten hochgelegenen Feuerhähne nach Öffnen des Hahnes o erfolgen. Hierbei wird natürlich der Druck in B entsprechend der beim Wasserausfluß erfolgenden Ausdehnung der Luft sinken und die Wirkung sich mindern und zwar um so mehr, je kleiner die in B eingeschlossene Luftmenge im Verhältnis zur Wasserfüllung ist. Letztere wird so bemessen, daß die Feuerhähne eine gewisse Zeit lang wirken können. Die zur Wirkung gelangende Luftmenge kann nun dadurch vergrößert werden, daß man auch den Behälter A unter Druck setzt. Hierzu wird nochmals der Hahn g geöffnet, nachdem die Hähne k und l geschlossen wurden. Es wird dann A sich bei den angenommenen Größenverhältnissen entsprechend dem Drucke in der Zuleitung a bis etwa $^3/_4$ füllen; hierauf wird der Hahn h geöffnet und stehen dann beide Behälter in Verbindung. Bei der Wasserentnahme aus B wird nun die Luft aus A durch den Wasserleitungsdruck nach B gepreßt, so daß zunächst der Druck in B gleich groß bleibt, bis A sich gefüllt hat, und dann erst abnimmt. Um einen in der Wasserleitung a auftretenden höheren Druck als 4 Atm. nutzbar zu machen, ist ein Rückschlagventil p angeordnet, welches dem Wasser gestattet, aus a nach A zu treten und dort sowohl wie in B den Luftdruck zu vermehren, umgekehrt aber ein Rückfließen hindert. Das in das Luftrohr i eingeschaltete Rückschlagventil q hat den Zweck, bei etwaiger Beschädigung der Leitung i den Druck in B zu halten; ein Sicherheitsventil r soll einer Explosion des Behälters B vorbeugen, welche bei Feuerausbruch infolge starker Erhitzung entstehen könnte. Beide Behälter sind noch mit Druckmessern versehen. Nach den gemachten Erfahrungen (vergl. Gesundheitsingenieur 1885, S. 123) hat sich die Anlage bewährt.

Geförderte Flüssigkeitsmenge und Betriebsarbeit.

Die in der Sekunde geförderte Flüssigkeitsmenge hängt insbesondere von der Einrichtung der Pumpe ab, und da diese, wie im vorhergehenden erläutert, eine sehr verschiedene sein kann, so läßt sich die Leistung auch nur für jede Pumpe gesondert bestimmen.

Fast durchgängig wirkt die Preßluft in den beschriebenen Pumpen nur mit Volldruck; dann ist, wenn die bei höherem Druck wachsende Luftaufnahmefähigkeit der Flüssigkeit vernachlässigt werden kann, genau so viel Luft notwendig, als Flüssigkeit verdrängt wird. Jede Förderung von Q cbm Flüssigkeit auf eine gegebene Druckhöhe H_d erfordert dann Q cbm Preßluft von einem Drucke p, welcher imstande sein muß, außer der Druckhöhe H_d die Bewegungswiderstände zu überwinden. Die durch

letztere hervorgerufene Vergrößerung der Förderhöhe kann zu 0,5 bis 1 Atm. angenommen werden.

Die bei einem Spiel geförderte Flüssigkeitsmenge ist

$$\mu F S,$$

wenn μ die Lieferungsvorzahl, F den Flächeninhalt und S den Weg des Flüssigkeitsspiegels bedeutet.

Bei n Spielen in der Minute ist somit die in gleicher Zeit geförderte Menge für die einfach wirkende Pumpe (vergl. Fig. 622 bis 631)

$$60\,Q = \mu n F S; \quad \ldots\ldots\ldots \quad 439$$

für die doppelt wirkende Pumpe (vergl. Fig. 632 bis 636)

$$60\,Q = 2\,\mu n F S; \quad \ldots\ldots\ldots \quad 440$$

die in der Minute notwendige Preßluft ergibt sich als nFS, bezw. als $2nFS$.

Bei den Pumpen mit selbsttätiger Steuerung wird die Anzahl n der Spiele sich aus der Zeit t_s ergeben, welche während der Füllung, und aus der Zeit t_d, welche während der Druckwirkung verstreicht, wonach

$$n = \frac{60}{t_s + t_d} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 441$$

ist.

Die Zeit t_s für die Neufüllung hängt von der Höhe H_z ab, um welche der Flüssigkeitsspiegel im Zulaufbehälter sich über der Mündung der Zuleitung im Druckgefäß befindet, ferner von dem Querschnitt F_s der Zuleitung. Die Geschwindigkeit in letzterer ergibt sich aus

$$c_s = \sqrt{2g[H_z - \Sigma h_s]}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 442$$

wenn Σh_s die Summe der beim Durchfluß der Zuleitung zu überwindenden Widerstandshöhen ist. Es wird dann

$$t_s = \frac{FS}{F_s c_s}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 443$$

Ebenso ist

$$t_d = \frac{FS}{F_d c_d}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 444$$

Der Wirkungsgrad der Luftdruckpumpe wird sehr klein, wenn dieselbe nur mit Volldruck arbeitet. Besser würde es sein, auch die Ausdehnungskraft der Preßluft zu benutzen. Die Arbeit, welche 1 cbm Preßluft von der Spannung p leistet, wenn die Ausdehnung bis zum Gegendruck p′ erfolgen kann, ist, vorausgesetzt, daß die Temperatur hierbei gleich groß bleibt,

$$10000\,p \lg \text{nat} \frac{p}{p'},$$

während bei der Volldruckwirkung nur eine Arbeit

$$10000\,(p—p')$$

geleistet wird.

Das Verhältnis der Wirkungsgrade bei der Arbeitsweise mit Volldruck und derjenigen mit Expansion ist daher bestimmt durch

$$\eta_v = \frac{p-p'}{p} \cdot \frac{1}{\lg \text{nat} \frac{p}{p'}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 445$$

z. B. für $p = 5$, $p' = 1$ wird

$$\eta_v = 0{,}49.$$

Von der Ausdehnungskraft der Preßluft läßt sich Gebrauch machen, wenn die Förderung in einzelnen Absätzen erfolgt. Es ist jedoch, abgesehen von der Umständlichkeit einer solchen Anlage, zu beachten, daß bei der Ausdehnung der Luft eine erhebliche Abkühlung derselben erfolgt, die zu Betriebsstörungen führen kann. Es ist daher für den ohnehin selten vorkommenden Fall der Benutzung der Preßluft zur Hebung von Flüssigkeiten zweckmäßig, hauptsächlich die Volldruckwirkung zu verwerten und nur gegen das Ende des Spiels den Zutritt der Preßluft abzusperren, also mit sich ausdehnender Luft zu arbeiten, wobei dann die der Flüssigkeit erteilte lebendige Kraft die Bewegung noch vollenden hilft.

Gasdruckpumpen.

Die Förderung von Flüssigkeiten durch Gasdruck kann in derselben Weise erfolgen wie durch den Druck gespannter Luft. Es könnten somit alle im vorigen Abschnitt behandelten Pumpenanordnungen auch durch gespannte Gase betrieben werden; jedoch macht die Praxis hiervon nur beschränkte Anwendung. Insbesondere findet sich der Druck von Gasen bei den vielfach im Gebrauch befindlichen, von Charlier und Vignon zuerst angegebenen Gasspritzen (Extincteurs) benutzt. In denselben wirkt gewöhnlich Kohlensäure auf die zu verspritzende Flüssigkeit, und wird erstere entweder gleich bei der Zusammensetzung der Spritze oder erst im Gebrauchsfalle erzeugt. Zu den Einrichtungen der ersteren Gattung gehören z. B. diejenigen von Schäffer und Budenberg in Buckau-Magdeburg. Der Wasserbehälter ist, wie Fig. 638 zeigt, ein zylindrisches Blechgefäß A von 0,025 oder 0,035 cbm Wasserinhalt, welches auf 12 Atm. Druck geprüft wird. Das Gefäß ist mit einem Druckmesser a, einer Verschlußschraube b, woran ein durchlöchertes, mittelst Kapsel verschließbares Rohr c gelötet ist, einem Ausflußhahn d und Tragriemen versehen. Behufs Füllens wird die Spritze auf den Kopf gestellt und nach Abnahme der Schraube b ganz mit Wasser gefüllt, außerdem wird eine bestimmte Menge doppeltkohlensaures Natron eingeschüttet. Hierauf wird das Rohr c nach Wegnahme der Kapsel mit Weinsteinsäure gefüllt, die Kapsel wieder aufgesteckt, das Rohr eingebracht und die Verschlußschraube dicht angezogen. Durch die Einwirkung der Weinsteinsäure auf das doppeltkohlensaure Natron entwickelt sich Kohlensäure, welche aus dem dichtgeschlossenen Behälter, dessen Dichtungen stets unter Wasser stehen, nicht entweichen kann und letzteres unter einem Drucke von 2 bis 6 Atm., je nach der Temperatur des

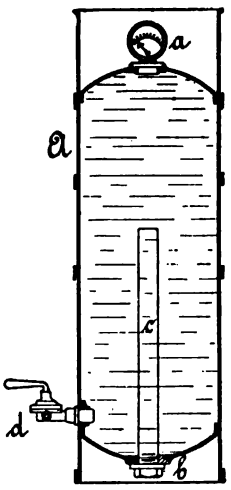


Fig. 638.

Wassers bezw. des Aufbewahrungsortes, bei vorschriftsmäßiger Füllung und Aufstellung hält. Die erzielbare Spritzweite beträgt etwa 12 m. Die vorbeschriebene Spritze ist stets gebrauchsfertig, hat aber den Nachteil, daß nach längerer Zeit durch Entweichen von Kohlensäure der Druck im Behälter abnimmt. Es wurden daher Gasspritzen ausgeführt, bei welchen die Kohlensäureentwickelung erst im Gebrauchsfall erfolgt. Nach Dicks Angabe wird hierzu eine gläserne mit Schwefelsäure gefüllte Flasche in das Wasser, in welchem doppeltkohlensaures Natron gelöst ist, gehängt. Ein Bolzen legt sich gegen die Flasche und ist durch eine Stopfbüchse nach außen geführt. Im Gebrauchsfall wird auf den Bolzen geschlagen, dadurch das Fläschchen zertrümmert und damit die Kohlensäureentwickelung eingeleitet. Um ein Verstopfen des Ausflußhahnens durch die Glassplitter zu vermeiden, wird die Flasche mit Drahtgeflecht umhüllt. Statt der durch Zufall leicht zerbrechlichen Glasflasche enthalten andere Spritzen eine Bleiflasche, welche im Gebrauchsfall durchstochen oder deren umklappbarer Boden geöffnet wird. Dabei ist die Einrichtung getroffen, daß die Flasche von außen füllbar ist.

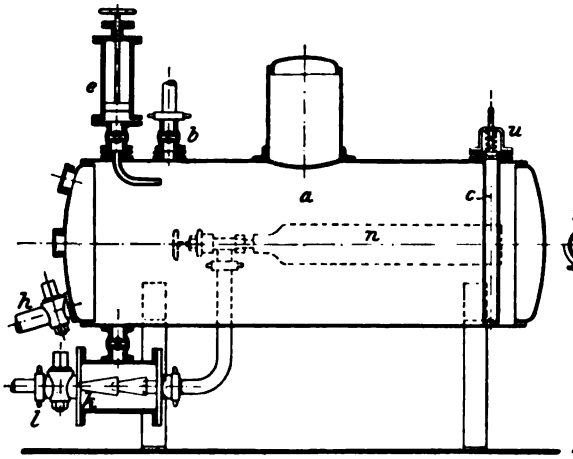


Fig. 639.

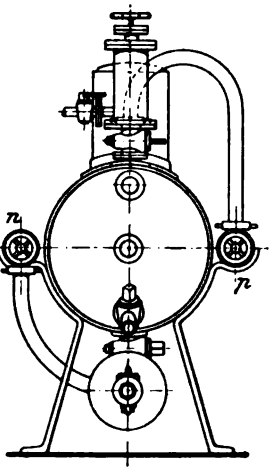


Fig. 640.

Eine Einrichtung, welche als Vakuum-Flüssigkeitsheber und auch als Feuerspritze dienen kann, ist der in Fig. 639 und 640 dargestellte Flüssigkeitsheber von Bruno Lowack und Karl Walter in Berlin[1]). Bei der Verwendung als Saugheber wird in dem Kessel a durch Einführung eines Gases, welches von der Förderflüssigkeit verschluckt wird, ein Vakuum erzeugt. Zur Förderung von Wasser gebraucht man am besten komprimiertes Ammoniak oder eine Mischung von Ammoniak mit ähnlichen

[1]) Z. d. V. 1902; S. 415.

Gasen. Durch das Ventil b wird aus der Flasche p das Gas in den Kessel a eingelassen, während durch das Rohr c und das Ventil u die Luft entweicht. Sowie dies geschehen ist, wird durch die auf dem Behälter angebrachte Handpumpe e so viel Wasser eingeführt, daß das im Kessel befindliche Gas verschluckt wird. Die Menge des Wassers richtet sich nach seiner Temperatur; je niedriger diese ist, desto weniger wird gebraucht. Um das Wasser möglichst über das ganze Innere des Kessels zu verteilen und um das Gas schnell aufzusaugen, ist die Austrittsöffnung der Pumpe düsenartig ausgebildet. Nachdem so im Behälter Luftleere geschaffen ist, braucht nur der Hahn h, der mit einer Saugleitung in Verbindung steht, geöffnet zu werden, um das Wasser und die sonstige Flüssigkeit einströmen zu lassen. In dieser Ausführung kann die Vorrichtung als Sprengwagen, Jauchewagen oder Senkgrubenentleerer benutzt werden. Um sie zu Feuerlöschzwecken zu verwenden, wird an der unteren Seite des Kessels ein Zylinder k angebracht, der mit dem Kesselinneren durch ein Ventil in Verbindung steht. Der Spritzenschlauch wird dann an der Verschraubung l befestigt und aus der Flasche n Kohlensäure entnommen, welche das aus dem Kessel a strömende Wasser durch die Düsen und das Mundstück l ins Freie treibt. Ist das Wasser verspritzt, so wird entweder von neuem Luftleere geschaffen oder falls eine Druckleitung in der Nähe ist, der Kessel unmittelbar gefüllt und mit der Kohlensäurevorrichtung gespritzt. Das mit Kohlensäure angereicherte Wasser ist naturgemäß bedeutend wirksamer zum Feuerlöschen als reines Wasser. Um die Vorrichtung transportabel zu machen, bringt man sie auf ein Wagengestell. Für Feuerlöschzwecke ist es am besten, zwei dieser Vorrichtungen zu verwenden, damit, während die eine spritzt, die andere gefüllt werden kann; für beide Zwecke zusammen reichen zwei Personen zur Bedienung aus.

Ähnliche Einrichtungen von Kohlensäurespritzen, auf Wagengestell montiert, sind als sogen. Löschwagen in neuerer Zeit bei den Feuerwehren vielfach eingeführt. Sie sind hauptsächlich zur Löschung kleiner Schadenfeuer und zur Dämpfung eines im Entstehen begriffenen Brandes, solange bis die Dampfspritzen betriebsfertig sind, geeignet. (Vgl. die Abhandlung von Kämmerer und Meyer in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1902 S. 413 u. ff.).

Dampfdruckpumpen.

Flüssigskeitshebevorrichtungen, bei welchen die Pressung des gespannten Wasserdampfes unmittelbar als treibende Kraft zur Förderung benutzt wird, finden in verschiedener Bauart vielfache Anwendung. Es wird hierbei gewöhnlich auch der Druck der Atmosphäre benutzt und zwar, indem der Dampf, welcher eine Druckwirkung ausgeübt hat, niedergeschlagen wird, so daß in dem betreffenden Gefäß eine kleinere Spannnng als die der Luft entsteht und der Überdruck der letzteren eine Förderung von Flüssigkeit aus dem Saugbehälter nach dem genannten Gefäß erzeugt.

Die Dampfdruckpumpen wirken daher gewöhnlich abwechselnd saugend und drückend, wie eine einfachwirkende Kolbenpumpe. Die Doppelwirkung kann durch Vereinigung zweier einfachwirkender Apparate erhalten werden. Wie bei den Kolbenpumpen ist auch hier eine Steuerung für die Saug- und die Druckleitung notwendig; ferner muß auch die Dampfzuleitung abwechselnd mit dem Pumpengefäß verbunden und gegen dasselbe abgeschlossen werden, wozu gleichfalls eine Steuerung anzuordnen ist. Diese, wie auch diejenige der Saug- und Druckleitung, kann so eingerichtet werden, daß sie von Hand bewegt werden muß, oder derart, daß das Öffnen und Schließen selbsttätig erfolgt.

Die ausgeführten Dampfdruckpumpen unterscheiden sich durch die Einrichtung und Gestaltung der Pumpe, die Wirkungsweise ist bei allen die gleiche.

Mit von Hand zu stellender Steuerung ist der bereits beschriebene Saftheber (Montejus) ausgerüstet, welcher vielfach mit gespanntem Wasserdampf statt mit Preßluft betrieben wird und zwar entweder derart, daß nur eine Druckwirkung eintritt oder daß außer dieser auch noch eine Saugwirkung entsteht. Für den ersten Fall erhält der Apparat die in Fig. 622 dargestellte Einrichtung; durch die Leitung B tritt der treibende Dampf ein; die Wirkungsweise ist ebenso wie auf S. 514 beschrieben. Soll auch eine Saugwirkung entstehen, so wird der Zylinder E durch eine mit selbsttätigem Ventil versehene Saugleitung

mit dem tiefer liegenden Saugbehälter verbunden und an E noch eine enge, durch einen Hahn regelbare Wasserzuleitung angeschlossen. Die Saugwirkung entsteht nun, wenn das Gefäß E durch die Leitung B nach Öffnen der Luftleitung A mit Dampf gefüllt und dieser nach Schließen der Hähne a und b und Öffnen der Wasserzuführung niedergeschlagen wird. Es entsteht dann in E eine Luftverdünnung, welche bei Wasserförderung und kurzer Saugleitung eine Saughöhe von 6—8 m überwinden läßt. Durch erneuten Eintritt von gespanntem Dampf wird die angesaugte Flüssigkeit in das mit selbsttätigem Druckventil oder stellbarem Hahn versehene Steigrohr D getrieben. Wird hierauf der das Gefäß füllende Dampf wieder niedergeschlagen, so erfolgt von neuem die Saugwirkung. Die vorbeschriebene Pumpe ist in jedem Fall einfachwirkend.

Bei einer Anzahl von Vorrichtungen, welche zum Zwecke der selbsttätigen Speisung von Dampfkesseln angegeben wurden, ist die Wasserförderung durch Dampfdruck bewirkt. Bei diesen Vorrichtungen sind gewöhnlich zwei Vorgänge vereinigt: die Druckausgleichung zwischen dem Dampfkessel und dem das Speiserohr enthaltenden Gefäß behufs ungehinderten Einfließens des Wassers in den tiefer liegenden Kessel und das selbsttätige Ansaugen des Speisewassers infolge Verdichtung des Arbeitsdampfes im Speisebehälter. Der erstgenannte Vorgang liegt dem sogenannten „retour d'eau" zugrunde, einer häufig angewendeten Vorrichtung. Hiebei wird über dem Kessel ein Behälter aufgestellt, von dessen Boden ein Rohr in den Wasserraum des Kessels führt, während vom Dampfraum desselben ein zweites Rohr abgeht und in den oberen Teil des Behälters mündet; letzterer wird durch ein drittes Rohr gefüllt. Die drei genannten Leitungen sind einzeln durch Hähne absperrbar. Wird durch Öffnen des Hahns in der Dampfleitung der Behälter unter den Kesseldruck gestellt, so fließt das Wasser nach dem Kessel. Der zweitgenannte Vorgang erfordert die Verdichtung des Dampfes, welche gewöhnlich durch Einspritzen kalten Wassers erzeugt wird.

Da diese meist sehr umständlichen Kesselspeisevorrichtungen keine große praktische Bedeutung erlangt haben, möge auf die betreffenden Patentschriften der Klasse 59 verwiesen sein.

Vielfache Anwendung finden dagegen die kolbenlosen Dampfpumpen oder **Pulsometer.** Die erste Konstruktion eines solchen Apparats wurde 1871 von C. H. Hall angegeben. Trotz mancher Veränderungen, welche sie im Laufe der Zeit erfahren hat, ist sie doch im wesentlichen dieselbe geblieben, so daß die Wirkungsweise sämtlicher zurzeit bestehenden Pulsometer der Hauptsache nach gleichartig ist.

Verschiedene Pulsometersysteme.

Am meisten Ähnlichkeit mit der ursprünglichen Einrichtung haben diejenigen Pulsometer, welche von der Firma M. Neuhaus & Cie. in Berlin-Luckenwalde angefertigt werden. Wie Fig. 641 und 642 zeigen, sind zwei birnförmige Gefäße A und A^1 mit dem Saugraum B, dem Druckraum C und dem Saugwindkessel D in einem Gußstück vereinigt, welches in seinem unteren Teil zwei Saugventile a und ein Fußventil b, in dem seitlich angeordneten Druckkasten zwei Druckventile c enthält.

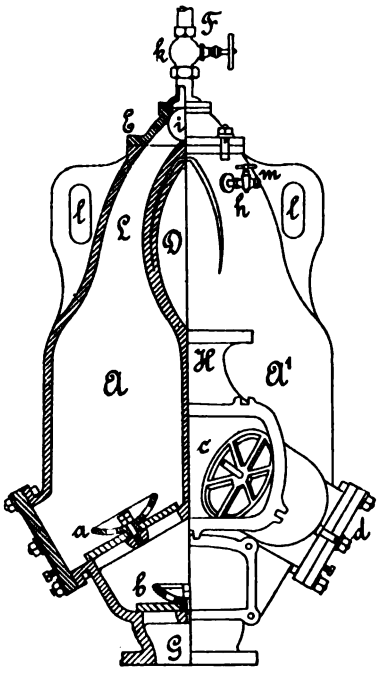


Fig. 641.

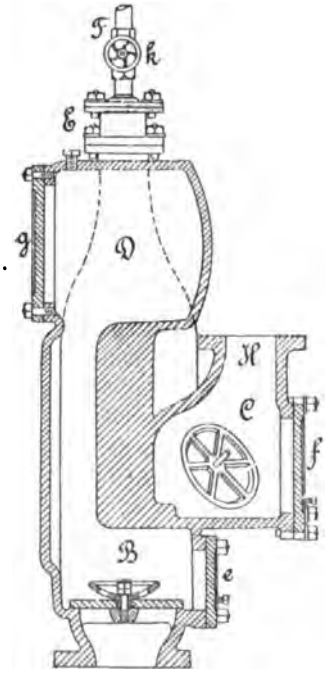


Fig. 642.

Diese Ventile bestehen aus runden Gummiplatten von gleicher Dicke, welche sich auf Armsterne lagern und beim Öffnen gegen durchbrochene schalenförmige Hubfänger schlagen, die gegen die Sitze durch Verschraubung befestigt sind. Statt der Gummiplatten werden bei dicken oder feste Bestandteile mitführenden Flüssigkeiten Kugelventile oder andere geeignete Ventilformen angewendet. Die Ventile können durch die Deckel d, e und f eingebracht werden. Der Saugwindkessel D steht mit dem Raum unterhalb der Saugventile a in freier Verbindung und ist mit einem Deckel g versehen. Die beiden schlanken Hälse L der Pumpgefäße A vereinigen

sich in einem besonders aufgeschraubten Steuerkopf E, welcher ein Kugelventil i enthält, das über einen wenige Millimeter breiten Sattel rollen kann und stets eine der Halsöffnungen abschließt. Oben in den Steuerkopf mündet die mit einem Absperrventil k versehene Dampfzuleitung F. Der Pulsometer ist ferner mit Stutzen G und H behufs Befestigung des Saug- und des Druckrohres und mit Ösen l versehen, mittelst deren er aufgehängt werden kann. Die Wirkungsweise des Pulsometers ist nun folgende: Die Steuerungskugel i wird in der Ruhelage, wie erwähnt, stets eines der Gefäße gegen die Dampfleitung öffnen und das andere abschließen. Ist nun das geöffnete Gefäß A mit Flüssigkeit gefüllt, so wird nach Öffnen des Absperrventils k der Dampf nach A strömen und die dortselbst befindliche Flüssigkeit durch das Druckventil c nach dem Druckraum C und damit nach dem Steigrohr H pressen; das Saugventil a wird dabei geschlossen sein. Diese Druckwirkung auf den Gefäßinhalt A wird so lange dauern, bis der Flüssigkeitsspiegel zur oberen Begrenzungslinie der nach dem Druckventil führenden Öffnung gesunken ist. Von diesem Augenblick an fällt die über der genannten Linie im Druckventilkasten und Steigrohr befindliche Flüssigkeit dem eindringenden Dampf entgegen; es beginnt die Verdichtung desselben; das Druckventil c schließt sich, der Druck in A nimmt plötzlich ab und diese Druckverminderung pflanzt sich bis in den Steuerkopf fort, so daß der Druck im Gefäß A^1 größer als der in A wird und dieser Überschuß endlich imstande ist, die Steuerungskugel i nach der anderen Sitzfläche zu werfen. In dem dadurch abgeschlossenen Raum A herrscht nun ein Druck, der klein genug sein muß, um ein Ansaugen frischer Flüssigkeit durch das Saugventil a zu erzeugen. Während dessen findet in A^1 die beschriebene Druckwirkung statt, und schließlich infolge der Verdichtung des Arbeitsdampfes die Druckverminderung. Sobald dann die Spannnng über der nach A dringenden angesaugten Flüssigkeit wieder die in A^1 bei der Verdichtung des Dampfes entstehende überwiegt, erfolgt die Umsteuerung der Kugel i. Diese einzelnen Vorgänge werden nun durch besondere Vorkehrungen in ihrer Wirkung schärfer ausgebildet. Sobald infolge der z. B. in dem Gefäß A entstehenden Dampfverdichtung eine genügend große Druckabnahme eintritt, wird der äußere Luftdruck frische Flüssigkeit nach A pressen, und es wird dies mit einer Beschleunigung geschehen, welche um so größer ist, je kleiner die Saughöhe und je geringer der in A noch vorhandene Druck ist. Die eindringende Flüssigkeit wird die Verdichtung des Dampfes in A vervollständigen, dann plötzlich auf die Steuerungskugel stoßen und diese gegen den anderen Sitz schleudern. Dieser, die Haltbarkeit des Pumpengehäuses und seiner Anschlüsse gefährdende Schlag wird einerseits durch Anordnung eines Saugwindkessels, anderseits durch Einlassen einer geringen Menge Luft in die Kammer A verhütet. Hierzu werden kleine Luftventile m angebracht, durch welche, sobald der Druck in den Pumpengefäßen unter

den der Außenluft sinkt, etwas Luft eintreten kann; steigt der Druck wieder, so schließen sich diese Ventile selbsttätig. Die nun z. B. in A befindliche Luftmenge bildet ein elastisches Kissen über dem bei der Saugwirkung rasch aufwärts steigenden Flüssigkeitsspiegel. Die dabei in Bewegung befindliche Flüssigkeitsmasse wird daher zunächst die Luftmenge zusammenpressen, und sobald dadurch der Druck auf die Steuerungskugel groß genug wird, um den Gegendruck zu überwinden, erfolgt die Umsteuerung ohne bedeutenden Schlag. Durch die Einführung von Luft wird allerdings die Saugfähigkeit vermindert, da der der Saugwirkung hinderliche Gegendruck vermehrt wird, jedoch gibt die Luft außer der Verhütung des Flüssigkeitsschlages die Möglichkeit einer Regelung der Pumpe derart, daß die Zeitdauer der Druckwirkung in dem einen gleich derjenigen der Saugwirkung im anderen Gefäß wird, daß also beide Vorgänge gleichzeitig beginnen und endigen, somit die Umsteuerung für beide Gefäße im richtigen Augenblick erfolgt. Diese Regelung läßt sich dadurch erzielen, daß durch Einstellung des in die Dampfzuleitung eingeschalteten Ventils die Zeitdauer der Druckwirkung, durch Einstellung des Luftventiles diejenige der Saugwirkung, beide innerhalb bestimmter Grenzen sich ändern lassen. Ferner gewährt die Lufteinführung den Vorteil der Verhütung einer verfrühten Verdichtung des Dampfes während der Druckwirkung. Von dem während der letzteren eintretenden Dampf wird ein kleiner Teil infolge der Berührung mit den Gefäßwänden und mit dem Flüssigkeitsspiegel sich verdichten, die Flüssigkeit wird dadurch in ihren oberen Schichten stark erhitzt und da die Wärmeleitungsfähigkeit der heißen Flüssigkeit von oben nach unten sehr gering ist, so wird der Dampf mit der kochenden oberen Schicht in Berührung bleiben, so daß ohnehin keine größere Verdichtung durch Abkühlung eintritt. Ist nun Luft in das Gefäß eingeführt, so lagert sich dieselbe unmittelbar über der Flüssigkeit und bildet eine die Wärme schlecht leitende Schicht zwischen dieser und dem Dampf, so daß nahezu keine Verdichtung bei der Druckwirkung eintritt. Am Ende der letzteren entweicht die Luft nach dem Steigrohr, es muß daher durch die erwähnten Ventile wieder eine kleine Luftmenge eingeführt werden. Nach beendeter Druckwirkung muß, wie erwähnt, die möglichst vollständige Verdichtung des Arbeitsdampfes in dem betreffenden Gefäß erfolgen; hierzu werden noch besondere Vorrichtungen angeordnet, durch welche aus dem Druckkasten oder aus dem zweiten Gefäß Flüssigkeit in das erste spritzt. Bei dem Neuhaus'schen Pulsometer sind einige Löcher in den Trennungswänden zwischen den beiden Gefäßen und zwischen diesen und dem Druckventilkasten angebracht, durch welche die Einspritzung selbsttätig erfolgt, wenn die Druckverhältnisse sich entsprechend gestalten. Diese Einspritzlöcher werden mit Kupferröhrchen ausgebüchst, wenn Flüssigkeiten zu fördern sind, die das Eisen angreifen. Bei anderen Pulsometereinrichtungen sind besondere Brausen angeordnet.

Der Neuhaus'sche Pulsometer wird, wenn die Verhältnisse es verlangen oder wünschenswert erscheinen lassen, mit einer Einspritzvorrichtung derart ausgerüstet, daß von einer vorhandenen Wasserleitung, einem hoch gelegenen Behälter oder vom Steigrohre des Pulsometers eine Leitung mit zwei Abzweigungen in die Pulsometerkammern über den Druckventilen eingeführt wird. Nach Öffnen des in diese Zuleitung eingeschalteten Absperrventiles wird entsprechend dem Spiele der in den Abzweigungen angebrachten Rückschlagventile kaltes Wasser wechselweise in die Kammern treten und den in diesen befindlichen Dampf verdichten, so daß der Pulsometer in Tätigkeit kommt bezw. bleibt, wenn er das Wasser aus größeren Entfernungen ansaugen soll und hierzu zunächst die Luft aus dem Saugrohr zu entfernen hat, oder wenn z. B. beim Abteufen von Brunnen, Schächten etc. vorübergehend der Saugkorb nicht mehr ganz unter Wasser steht, also Luft und Wasser zugleich angesaugt wird; auch wenn die zu fördernde Flüssigkeit heiß oder sehr schlammig ist, bewirkt die Zuführung von kaltem Wasser, daß die Steuerung in richtigem Gange bleibt.

Die in der Minute auf die gegebene Förderhöhe gehobene Flüssigkeitsmenge hängt von den Abmessungen und der besonderen Einrichtung des Pulsometers, von dem Dampfdrucke, der Saug- und der Druckhöhe ab. Es läßt sich bei der Förderung von kaltem Wasser, Verwendung von trockenem Dampfe und kurzer Saugleitung eine Saughöhe bis zu 8 m erreichen, jedoch ist es zweckmäßiger, eine geringere Saughöhe anzuwenden, und hat die Erfahrung für den bezeichneten Fall eine solche von 3 bis 4 m als diejenige ergeben, bei welcher die geförderte Wassermenge einen Meistwert erhält. Die erreichbare Druckhöhe hängt vom Dampfdruck ab und wird dieselbe bei Förderung von kaltem Wasser gewöhnlich bis zu 30 bis 40 m genommen; es kann dieselbe aber auch bis zu 50 m und mehr gesteigert werden. Der Druck des in die Pumpgefäße eintretenden Dampfes muß in jedem Falle mindestens $^1/_2$ bis 2 Atm. mehr betragen als die zu überwindende Druckhöhe, vermehrt um den Luftdruck.

Es wird derselbe Pulsometer bei kleinerer Förderhöhe natürlich eine größere Fördermenge ergeben als bei größerer. Den nachfolgenden Mitteilungen über die zurzeit im Gebrauche befindlichen wichtigsten Pulsometereinrichtungen sind die Grenzwerte der Fördermenge nach den Angaben der Fabrikanten unter der Voraussetzung angefügt, daß kaltes Wasser zu heben ist und die Saughöhe nicht mehr als 4 m beträgt.

Der Neuhaus'sche Pulsometer wird in vierzehn Größen angefertigt, deren Wasserlieferung bei 20 m Förderhöhe zwischen 0,09 und 5 cbm in der Minute beträgt.

Gebrüder Körting in Hannover bauen ihre Pulsometer nach den in Fig. 643 bis 647 verdeutlichten beiden Bauarten. Die eine der-

selben, welche als „Normal-Pulsometer“ bezeichnet wird, ist in den Fig. 643 und 644 veranschaulicht. Die Dampfsteuerung erfolgt durch eine lange, unten auf einem Halbzapfen schwingende Zungenklappe a, welche nur um wenige Millimeter sich von einem Sitz zum anderen bewegt. Die Druck- und Saugventile sind mit Gummiplatten ausgerüstet. Die Einspritzung geschieht mittelst besonderer Röhrchen b, die von dem Raum B über den Druckventilen nach den Pumpgefäßen A führen und dort in Brausen endigen. Zum Anfüllen des Pulsometers ist ein besonderer

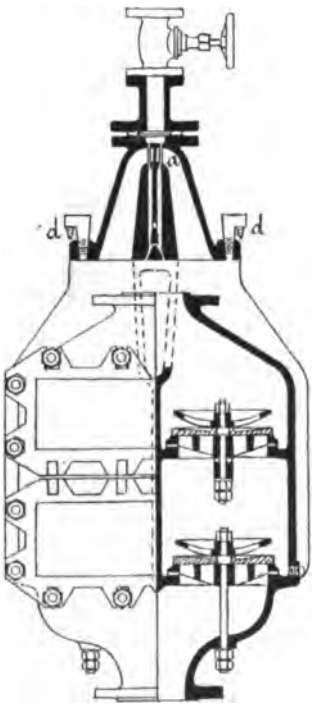


Fig. 643.

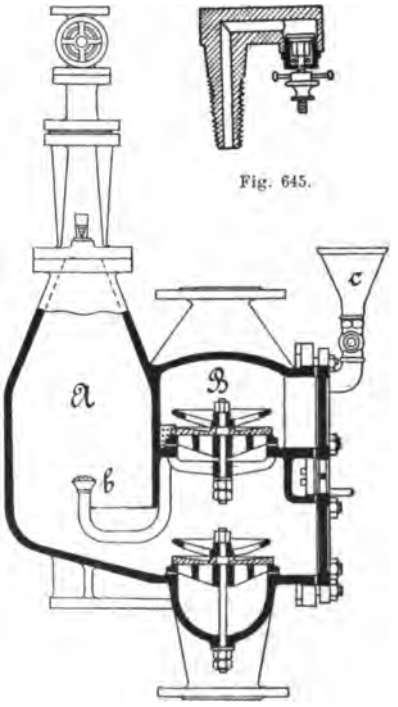


Fig. 644.

Fig. 645.

Trichter c mit Hahn angeordnet. Die in Fig. 645 besonders skizzierten Luftventile d sind mit Stellmuttern zur Regelung der einströmenden Luftmenge versehen. Saugwindkessel und Fußventil sind hier weggelassen; es erscheint aber doch die Anwendung eines Saugwindkessels für die ruhigere Bewegung der angesaugten Flüssigkeit als vorteilhaft.

Die in Fig. 646 und 647 dargestellten „Hochdruck-Pulsometer“ der Firma Gebrüder Körting haben den Vorteil, auch bei größeren Förderhöhen bis ca. 50 m sicher zu arbeiten und zwar dadurch, daß die Injektion unter der Einwirkung eines besonderen Windkessels steht. Eine weitere

Folge dieser Einrichtung ist ein stärkeres Saugvermögen. In den Figuren ist S der Saugstutzen, V_s das Saugventil, V_d das Druckventil, K die Pulsometerkammer, W der Injektionswindkessel, J das Injektionsrohr, A der Druckstutzen, F der Fülltrichter, Z die Steuerzunge, L das Luftventil, D das Dampfventil.

Die Wirkungsweise der Hochdruckpulsometer ist im allgemeinen dieselbe wie diejenige der Normalpulsometer. Der Dampf tritt an der Zunge Z vorbei in die eine Kammer K des Pulsometers, das darin befindliche Wasser in das Steigrohr vor sich herdrückend. Während nun beim Normalpulsometer nach der Entleerung der Kammer ein Teil des

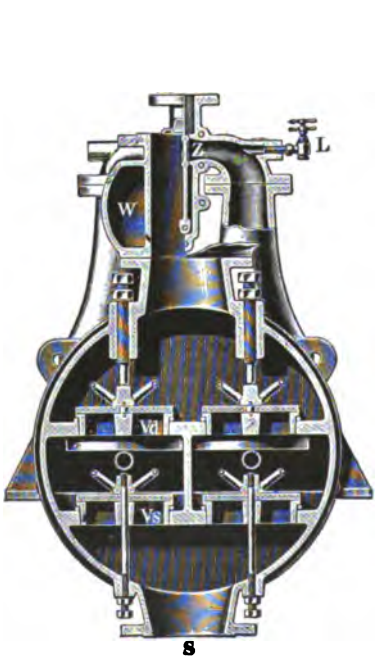


Fig. 646.

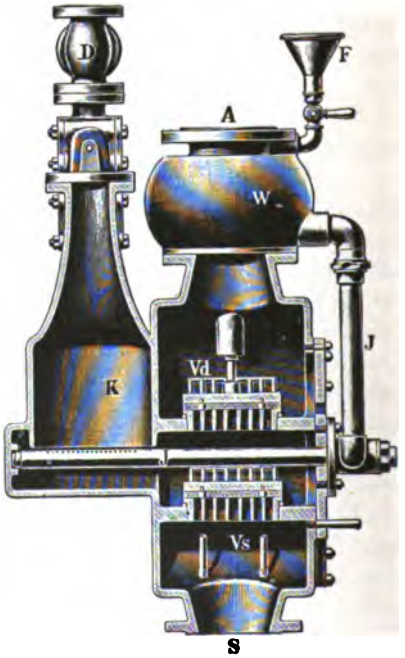


Fig. 647.

gehobenen Wassers durch die Einspritzvorrichtung in die Kammer zurücktritt, wird beim Hochdruckpulsometer ein kleiner Teil des in die Druckleitung geförderten Wassers in die eine Hälfte des vorerwähnten kleinen zweiteiligen Windkessels, der direkt auf dem Druckstutzen des Pulsometers angeordnet ist, unter entsprechendem Drucke eingeführt, um dort zu verbleiben, bis der Dampfzutritt zu der zugehörigen Kammer durch das Verteilungsorgan abgesperrt wird. Alsdann wird diese kleine abgemessene Wassermenge plötzlich und mit verhältnismäßig großer Energie in diese Kammer fein verteilt durch das Injektionsrohr J eingespritzt.

Durch Versuche hat sich ergeben, daß außer der erzielten Dampfersparnis wegen der kräftigeren und schnelleren Wirkung der Einspritzung die Saugwirkung gegenüber derjenigen des Normalpulsometers erhöht ist. Während dieser nämlich bei Saughöhen über 3 bis 4 m erheblich an Leistungsfähigkeit verliert, bleibt diese bei der vorgenannten Bauart noch bei 6 bis 7 m Saughöhe nahezu gleich derjenigen bei geringen Saughöhen.

Die Hochdruckpulsometer werden in elf Größen ausgeführt und zwar bei einer Förderhöhe bis zu 13 m mit einer Wasserlieferung von 0,115 bis 5,4 cbm in der Minute, bei einer Förderhöhe bis zu 53 m mit einer Wasserlieferung von 0,43 bis 2,25 cbm in der Minute.

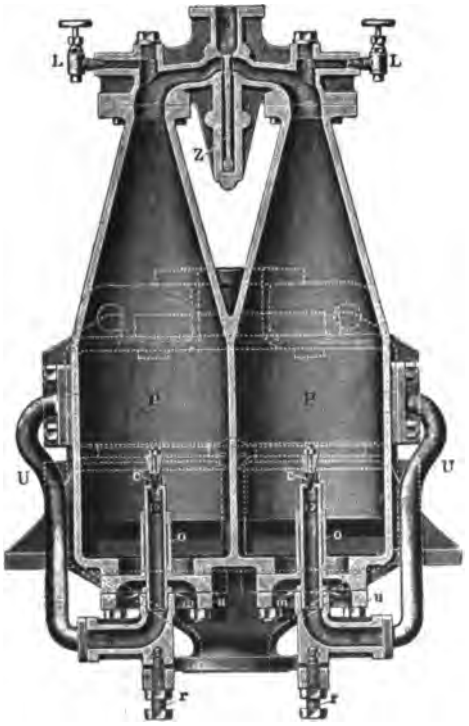


Fig. 648.

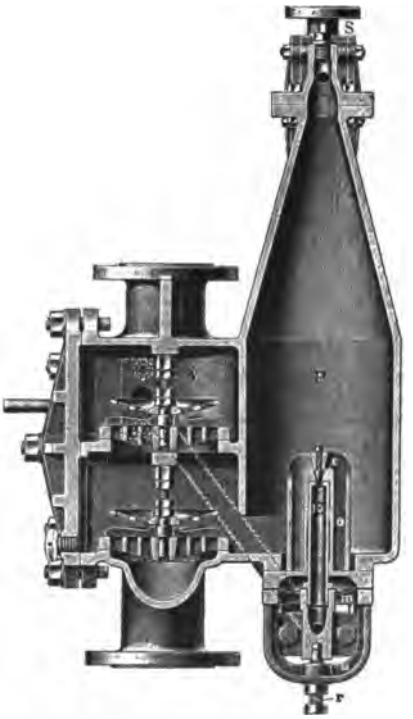


Fig. 649.

Der doppeltwirkende Pulsometer von Haußmann in Burg b. M., Fig. 648 und 649, ist mit einer regulierbaren Einspritzung versehen. Die Einspritzrohre E können durch die Stellschrauben r gegen den feststehenden Verteilungskonus c bewegt werden und zwar findet, wie ersichtlich, bei der Aufwärtsbewegung der Einspritzrohre eine Verminderung, bei deren Abwärtsbewegung eine Vergrößerung der Einspritzöffnung

statt. Jedes Einspritzrohr ist verschraubt mit einem Zulaufrohr U und K und der aus dünnem Metallblech bestehenden Membran m, welch letztere

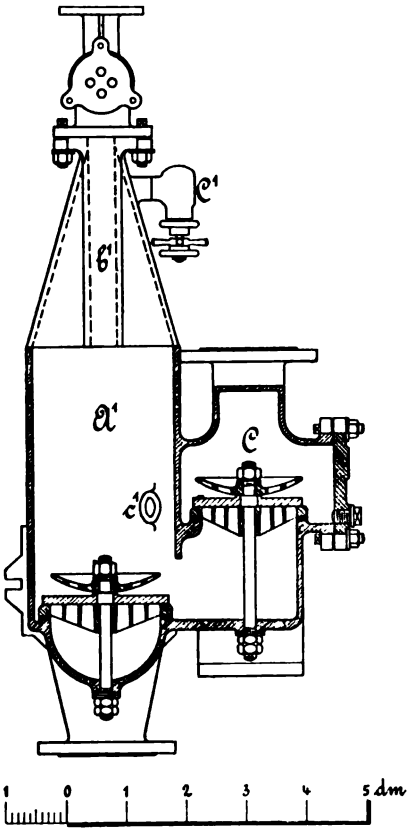


Fig. 650.

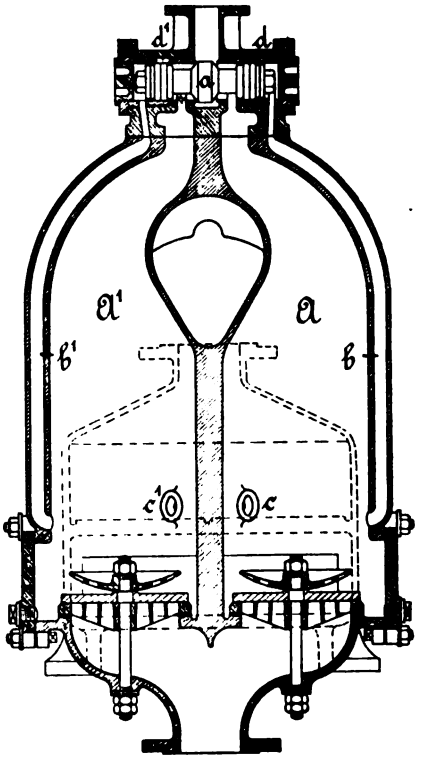


Fig. 651.

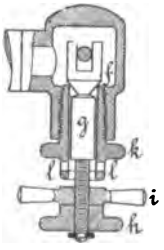


Fig. 653.

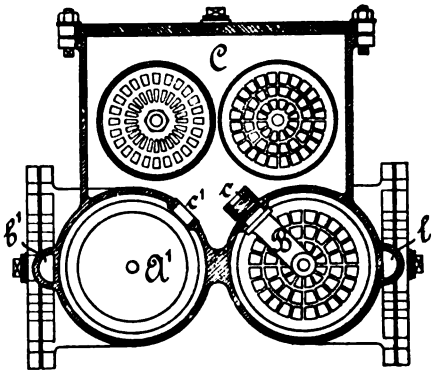


Fig. 652.

den Boden der betreffenden Pulsometerkammer bildet. Sowohl die Zulaufrohre U als auch die Metallmembranen m sind entsprechend biegsam und gestatten dadurch die Aufwärts- und Abwärtsbewegung des Einspritzrohrs. Dieses wird von dem Bügelkörper o, der den Verteilungskonus c trägt, geführt; eine Abdichtung ist, weil unnötig, durch diese Führung nicht bezweckt. Diese Pulsometer werden in neun Größen gebaut für eine minutliche Wasserlieferung von 0,15 bis 7 cbm bei 5 m Förderhöhe und 0,06 bis 3 cbm bei 40 m Förderhöhe.

Die von der Firma Koch, Bantelmann & Paasch in Buckau-Magdeburg in zwölf Größen, für eine Fördermenge von 0,08 bis 10 cbm Wasser auf 5 m Höhe bezw. 0,06 bis 5,6 cbm auf 40 m Höhe gebauten Pulsometer haben die in Fig. 650 bis 654 dargestellte Konstruktion. Die Umsteuerung erfolgt durch ein mit zwei Steuerkolben d d^1 fest verbundenes Doppelventil a; statt desselben kann auch ein Kolbenschieber angeordnet werden. Die Steuerkolben bewegen sich in besonders eingesetzten Büchsen. In der gezeichneten Stellung strömt Arbeitsdampf in das Pumpgefäß A und preßt die in demselben befindliche Flüssigkeit nach dem Druckraum C. Bevor die Entleerung des Gefäßes A vollendet ist, wird die in dem seitlich angegossenen Kanal b befindliche Flüssigkeit zurückfallen; beginnt nun die Verdichtung des Arbeitsdampfes, so wird dieselbe von dem unteren Teile von A nach dem Halse hin sich fortsetzen, aber unmittelbar nach ihrem Beginne bereits sich auf den Kanal b erstrecken. Infolge der dadurch in b entstehenden Druckabnahme wird die auf die hintere Seite des Steuerkolbens d wirkende Pressung kleiner als der die vordere belastende Dampfdruck, so daß der Steuerkolben d und damit auch d^1 und a nach rechts bewegt werden. Es wird also der Dampfzutritt nach A geschlossen und derjenige nach A^1 geöffnet. Die übrige Einrichtung des Pulsometers ist aus den Figuren ersichtlich; die an den Pumpgefäßen A A^1 angebrachten Luftventile C^1 sind in Fig. 653 in größerem Maßstabe verdeutlicht. Wie ersichtlich, geht der Ventilkegel f in eine Stange g über, an deren mit Gewinde versehenem Ende eine Mutter h und zur Feststellung derselben eine Gegenmutter i auf oder nieder geschraubt werden kann; das Ventil f kann sich dann nur so weit heben, bis die Mutter i an das Gehäuse k anstößt; hierbei kann die Luft durch die seitlichen Löcher l eintreten. Die Einstellung des Ventils wird also durch die bezeichneten Muttern geregelt. Die von dem Druckraum C nach jeder Pumpenkammer führenden Einspritzröhren B sind, wie Fig. 654 besonders verdeutlicht, mit einem feststehenden Stift m versehen, so daß das Wasser in einen Hohlkegel zerteilt austritt.

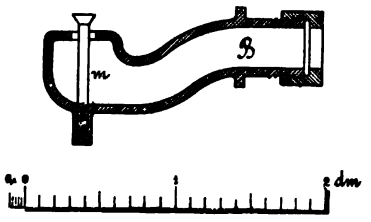


Fig. 654.

Die Verwendung einer um eine mittlere Achse schwingenden Doppelklappe in der Steuerung zeigt der von Schäffer und Budenberg in Buckau-Magdeburg nach dem erloschenen Patente von Papperitz und Averkamp (Kl. 59, Nr. 110) angefertigte Pulsometer. Die Einrichtung ist aus Fig. 655 und 656 deutlich zu ersehen. Die Einspritzvorrichtungen A verbinden die beiden Pumpengefäße und sind mit Rückschlagventilen versehen, damit die genannte Verbindung

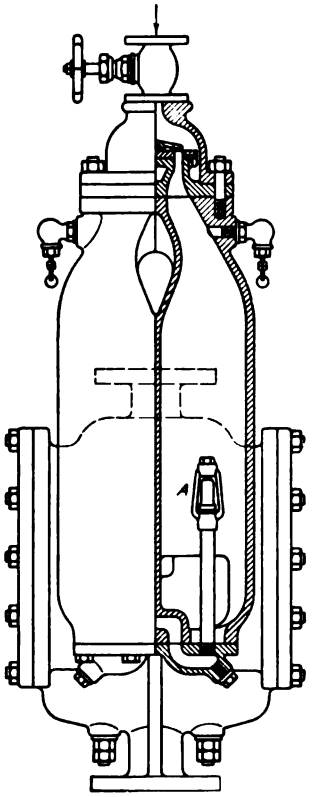


Fig. 655.

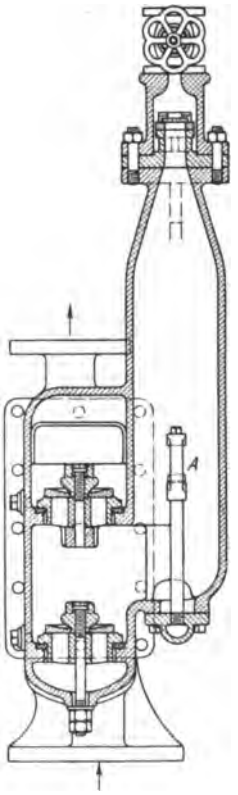


Fig. 656.

immer nur durch ein Rohr stattfindet. Es hat die zeitweise Verbindung der beiden Pumpengefäße, wie S. 535 näher ausgeführt, den Zweck, die Zeitdauer der Verdichtung des Dampfes in dem einen Gefäße von derjenigen der Druckwirkung im anderen abhängig zu machen. Die genannte Firma baut Pulsometer der angegebenen Einrichtung in acht Größen von 0,125 bis 3,5 cbm Fördermenge in der Minute bei 5 m und 0,05 bis 1,5 cbm bei 25 m Druckhöhe.

Während die Steuerungsventile der vorbeschriebenen Pulsometer so angeordnet sind, daß sie aus ihrer Ruhelage durch eine besondere Kraft in Bewegung versetzt werden müssen, verwendet Karl Eichler Pendelklappen, welche durch ihr Eigengewicht veranlaßt werden, ihre Mittellage einzunehmen, so daß ein Teil der zur Umsteuerung notwendigen Arbeit vom Gewichte des Ventiles selbst geleistet wird (erlosch. D. R. P. Kl. 59, Nr. 24806). Die Pendelklappe a ist über ihrem Schwerpunkte im Steuerkopfe aufgehängt, wie Fig. 657 und 658 verdeutlichen, welche den von Karl Eichler, in Firma Henry Hall Nachfolger, Berlin und Wien, angefertigten Pulsometer darstellen. Die Pumpe ist

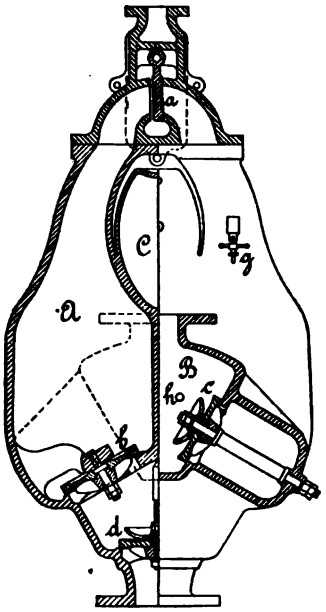


Fig. 657.

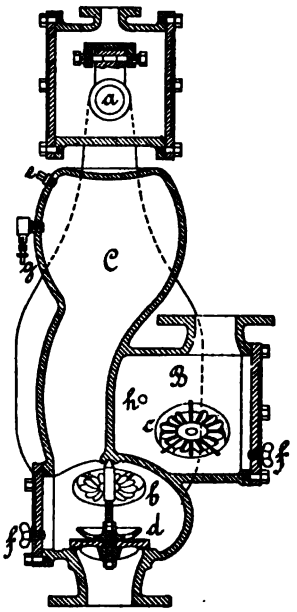


Fig. 658.

mit zwei Saugventilen b, zwei Druckventilen c und einem Fußventile d ausgerüstet. Am Pumpenkörper befinden sich eine Füllschraube e, zwei Ablaßschrauben f sowie drei Luftventile g. Zur Einspritzung sind die Löcher h angebracht, welche vom Druckraum B nach den Gefäßen A führen. Der Saugwindkessel C liegt frei zwischen den Hälsen der Gefäße A, so daß die Wärmeübertragung von A nach C möglichst gehindert ist. Die aus Metall angefertigte Pendelklappe a ist mit ihren Anschlagflächen auf die Sitzflächen der Hälse dampfdicht aufgeschliffen und läßt für den Dampfdurchgang bei einseitigem Anliegen eine Schlitzweite von 1 bis 4 mm offen.

Während bei den bisher beschriebenen Pulsometern die Druckkammern ein einziges Gußstück bilden, bringen Max Greeven & Co. in Crefeld dieselben als getrennte Gefäße an, wie Fig. 659 u. 660 veranschaulichen. Die Einrichtung der Saugklappen a, der Druckklappen b, der Einspritzröhrchen c bedarf keiner weiteren Erläuterung. Die Dampfsteuerung wird durch Ventile d bewirkt, welche an einem Hebel hängen, der in einer

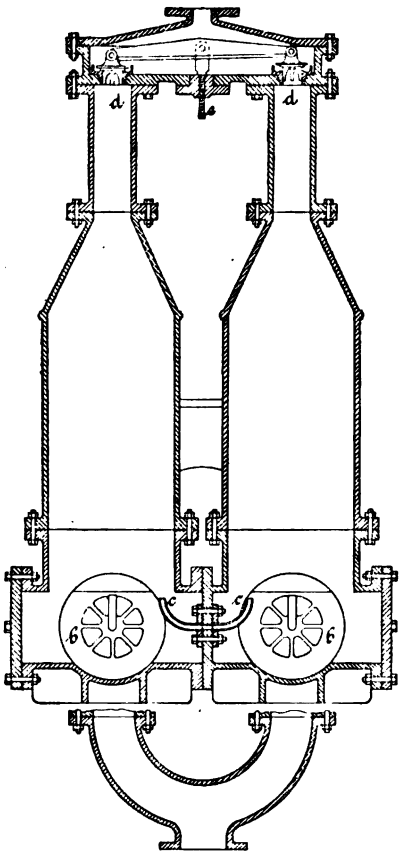


Fig. 659.

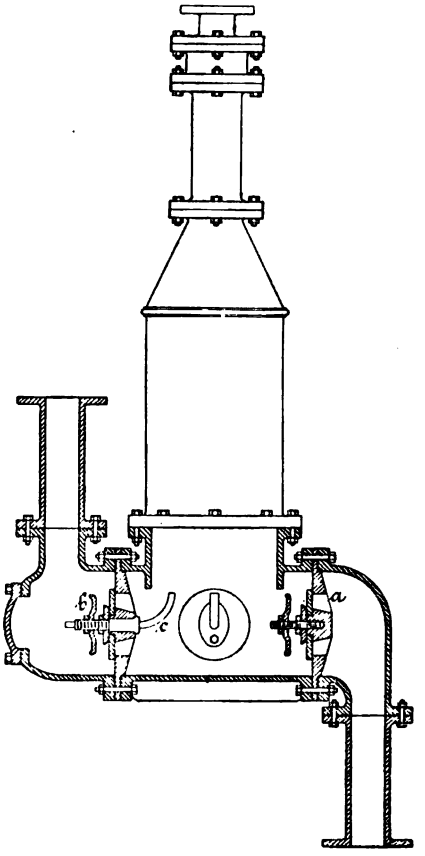


Fig. 660.

Gabel gelagert ist; diese läßt sich durch eine Stellschraube e der Höhe nach verstellen, wodurch der Hub der Ventile d vergrößert oder verkleinert wird, was zur Regelung der Dampfeinströmung entsprechend verschiedenen Saug- und Druckhöhen zweckmäßig ist. Dieser Pulsometer, „Dampfvacuumpumpe“ genannt, wird in zehn Größen für Fördermengen von 0,1 bis 6,5 cbm in der Minute bei 10 m Förderhöhe gebaut.

Die Verwendbarkeit des Pulsometers ist eine vielseitige und nur dann ausgeschlossen, wenn die zu fördernde Flüssigkeit mit Dampf überhaupt nicht in Berührung kommen darf oder die zu überwindende Förderhöhe bedeutend ist. In letzterem Fall lassen sich Pulsometer allerdings auch verwenden und zwar derart, daß einige übereinander gesetzt werden und in einzelnen Absätzen die Flüssigkeit heben. In dieser Weise wurden z. B. im Lankowitzer Werk in Steiermark 5 Pulsometer von Eichler übereinander aufgestellt, um eine Förderhöhe von 150 m zu erreichen.

Wie schon erwähnt, kann der doppeltwirkende Pulsometer bei Förderung von kaltem Wasser und Verwendung von trockenem Dampf bis zu 8 m Saughöhe im günstigsten Fall überwinden. Die erzielbare Druckhöhe beträgt bei Wasser etwa 50 m, nur in außergewöhnlichen Fällen kann bei entsprechend hohem Dampfdruck mehr erreicht werden. Bei Verwendung von Abdampf zum Betrieb beträgt die mögliche Druckhöhe 2 bis 4 m.

Der Pulsometer kann natürlich bezüglich seines Dampfverbrauches mit guten Dampfpumpen nicht in Wettstreit treten, er empfiehlt sich jedoch in vielen Fällen durch seine Billigkeit bei der Beschaffung, Bequemlichkeit der Aufstellung auf fester Unterlage oder an Ketten hängend und durch seine geringen Ansprüche an Reinigung und Wartung, so daß er auch unter Wasser, also z. B. in ersoffenen Schächten arbeiten kann. Insbesondere kommen die angegebenen Vorzüge in Betracht, wenn es sich um eine Förderung von kurzer Dauer handelt.

Es ist der Pulsometer insbesondere auch häufig als Wasserhaltungspumpe im Bergbau zur Anwendung gekommen. In saigeren Schächten oder Brunnen wird er 2 m über der Sohle senkrecht an einem Flaschenzuge aufgehängt oder mit dem Flansch des Saugstutzens auf zwei seitlichen, durch Klammern verbundenen Querhölzern gelagert. Beim Abteufen wird das Saugrohr mit einem Schläucher versehen, der unten einen Saugkorb mit Fußventil erhält und um 2 m ausgezogen werden kann. Das Tieferhängen erfolgt nach Entleerung von Wasser mittelst eines Haspels. In ersoffenen Schächten wird der Pulsometer auf eine Hängebühne oder Förderschale gestellt, welche von 2 zu 2 m gesenkt und mit Einstrichen unterbaut wird. Das Nachsenken der Dampfleitung erfolgt durch Gelenkrohre oder Dampfschläuche. In flachen Schächten und Tagebauen stellt man den Pulsometer entweder fest auf oder zum Zweck des Nachsenkens auf ein Fördergestell, welches durch Seile gehalten wird und versieht die Druck- und Dampfleitung mit ausziehbaren Röhren von 4—6 m Länge. Der Pulsometer kann dabei liegend bis zu 10^0 Neigung gegen die Wagrechte arbeiten. Bei geringerem Fallen stellt man ihn aufrecht auf das Gestell. In gleicher Weise wird auch das Abteufen in flachen Schächten bewirkt. In Tiefbauschächten kann der Pulsometer auch an Stelle der Hubsätze als Wasserzubringer für die höher stehenden, fest eingebauten Drucksätze benutzt werden.

Eine weitere häufige Verwendung findet der Pulsometer bei den Eisenbahn-Wasserstationen und zwar entweder derart, daß die Speisung der Tender unmittelbar durch den Pulsometer mit Hilfe des Kesseldampfes der zugehörigen Lokomotive erfolgt oder daß mit dem Pulsometer unter Benützung des Dampfes der diensttuenden Reserve-Lokomotive der Station ein Behälter gespeist wird, aus welchem die Tender mittelst Wasserkränen gefüllt werden.

Auch als Schiffspumpe findet der Pulsometer Anwendung und zwar zum Lenzen der Ballasttanks und der Bilgeräume, zum Kühlen des Kondensators beim Unterdampfliegen der Maschine, zum Deckwaschen und als Feuerspritze; ferner zum Auspumpen gestrandeter und leck gewordener Schiffe, wobei die Pulsometer sich an Bord des Bergedampfers befinden und beim Eintritt der Ebbe nach Verstopfung der Leckstellen das Wrack soweit leer pumpen, daß es bei eintretender Flut schwimmt.

Insbesondere empfiehlt sich die Benützung des Pulsometers in Bädern, Bleichereien, Färbereien u. dgl. zur Hebung des ohnehin zu erwärmenden Wassers.

Noch ist die Verwendung des Pulsometers in Gasanstalten zum Pumpen von Ammoniakwasser und Teer, in Zuckerfabriken zum Heben von Melasse, Schnitzelwasser, in Papierfabriken zum Heben von Papierstoff, in Brauereien zum Heben von Abwässern, Schlempe, Maische, in chemischen Fabriken zum Pumpen von Säuren, heißer Lauge, in Gerbereien zum Fördern heißer Lohbrühe, bei Entwässerungsanlagen zum Heben von Kloakenwasser, ferner für das Auspumpen von Baugruben und zum Betriebe von Springbrunnen zu erwähnen.

Die Inbetriebsetzung des Pulsometers kann im entleerten oder gefüllten Zustand erfolgen. Ersteres ist schwierig und überhaupt nur möglich, wenn die Saughöhe gering ist. Es wird dann bei offenem Luftventil Dampf eingelassen und hierauf das Luftventil geschlossen; der Dampf schlägt sich an den kalten Wänden nieder und infolge der entstehenden Druckverminderung kann ein Ansaugen erfolgen, wenn die dabei zu überwindenden Widerstände nicht zu groß sind.

Zweckmäßiger ist es, den Pulsometer zu füllen, die Füllschraube wieder einzusetzen, die Luftventile zu schließen und hierauf das Dampfventil abwechselnd rasch zu öffnen und zu schließen. Es wird dann der eintretende Dampf rasch niedergeschlagen und dadurch das Saugrohr allmählich gefüllt. Die rasch hin und her schwankenden Flüssigkeitsmengen werden dabei eine schnelle Bewegung des Dampfsteuerventiles erzeugen, was sich als schnarrendes Geräusch hörbar macht. Werden dann die Luftventile etwas geöffnet, so kann der regelmäßige Betrieb beginnen. Für denselben ist eine vollkommene Luftdichtigkeit der Saugleitung und Saugventile, sowie eine leichte Beweglichkeit des Dampfsteuerventiles und der übrigen Ventile notwendig; ferner dürfen die Einspritzlöcher nicht ver-

stopft sein. Da sich je nach der Beschaffenheit der zu hebenden Flüssigkeit auf den Wänden des Pulsometers, an den Ventilsitzen, in den Luftventilen Ablagerungen bilden, so ist es zweckmäßig, die Pumpe während des Stillstandes von Zeit zu Zeit zu reinigen.

Bezüglich der Inbetriebsetzung ist noch zu erwähnen, daß nach dem Anlassen die Dampfzuleitung durch das eingeschaltete Ventil solange gedrosselt wird, als die Anzahl der Pulsschläge nicht abnimmt, damit nicht zu viel Dampf einströmt. Um auch nicht zu viel Luft einströmen zu lassen, kann man an den Luftventilen drosseln, so lange als kein unregelmäßiges Schlagen des Dampfsteuerventiles eintritt.

Für Pulsometer, die mit Unterbrechung arbeiten, empfiehlt es sich, eine Leitung von dem Behälter, in welchen gefördert wird, nach der Füllschraube anzuordnen, um die Pumpgefäße durch Öffnen eines in diese Leitung eingeschalteten Hahnes jederzeit füllen und dann das Anlassen schnell bewirken zu können.

Die Einzelteile der Pulsometer.

Das Gehäuse wird gewöhnlich aus Gußeisen hergestellt, auch aus Hartblei oder Rotguß, wenn die zu fördernde Flüssigkeit das erstgenannte Metall angreift. Für den Guß werden auch eiserne Formen benutzt, wie es z. B. bei den Eichler'schen Pulsometern geschieht; bei denjenigen von Neuhaus werden die Dichtungsflächen der Deckelflanschen und die eingegossenen Ventilsitze durch Guß gegen Eisenplatten hergestellt, um eine harte Gußkruste zu erhalten, die nicht bearbeitet wird. Besser erscheint es, die genannten Dichtungsflächen zu bearbeiten und die Ventilsitze besonders einzusetzen, wobei allerdings auf eine gute Abdichtung derselben zu achten ist. Besonders eingesetzte metallene Ventilsitze erhalten auch die Neuhaus'schen Pulsometer, wenn salz- oder säurehaltige oder sonst dem Eisen schädliche Flüssigkeiten zu fördern sind. Für die Formung des Gehäuses ist, abgesehen von der Anordnung der einzelnen Räume, die Möglichkeit des dichten, möglichst spannungsfreien Gußes und die Widerstandsfähigkeit gegen den inneren Druck maßgebend, der infolge der möglichen Flüssigkeitsschläge bedeutend höher als der Druck des Arbeitsdampfes werden kann. Die kleinsten Wanddicken und damit das geringste Gewicht lassen sich erhalten, wenn für die Form möglichst gewölbte Flächen verwendet werden.

Das Gehäuse wird aus einem Stück gegossen oder aus einzelnen Teilen zusammengesetzt; in jedem Falle müssen die Ventile durch angeschraubte und gut abgedichtete Deckel leicht zugänglich sein, ohne daß der Pulsometer auseinander genommen zu werden braucht. Zweckmäßig ist es, am Gehäuse Tatzen zur Auflagerung und Ösen zur Aufhängung anzugießen. Der in jedem Fall besonders aufgeschraubte Steuerkopf wird

fast durchgängig aus harter Bronze, z. B. Phosphorbronze, hergestellt, aus gleichem Metall auch das Dampfsteuerungsventil, mag es nun Kugel oder Klappe sein. Nach den gemachten Erfahrungen bleibt die Kugel nahezu rund, die Sitze schlagen sich allerdings aus, so daß nach längerer Zeit, etwa einigen Jahren, der Steuerkopf ersetzt werden muß, was jedoch auch bei den anderen Steuerungseinrichtungen eintritt. Der freie Durchgangsquerschnitt der Dampfsteuerung muß etwas größer als der Querschnitt der Dampfzuleitung sein. Der Hub der für die Steuerung verwendeten Kugel oder Klappe wird nur wenige Millimeter groß gemacht. Der Saugwindkessel, dessen Anwendung zu empfehlen ist, bildet gewöhnlich mit dem Gehäuse ein Gußstück, selten wird er besonders angeschraubt. Im ersten Falle wird der Windkessel zweckmäßig so angegossen, daß zwischen ihm und den Gehäusewänden ein Spielraum bleibt, so daß die Wärmeübertragung von der mit Dampf gefüllten Kammer nach dem Windkessel möglichst verhütet ist.

Hall hatte zuerst auch für die Saug- und Druckventile Kugeln angewendet und zwar den abwechselnden Verschluß der beiden Druckkanäle gegenüber dem Steigrohr durch eine einzige Kugel erzeugt, welche zwischen den Mündungen der genannten Kanäle spielte. Es zeigte sich jedoch, daß, da die Vorgänge in den Pumpgefäßen, welche den Abschluß des einen und die Öffnung des anderen Druckkanals erfordern, nicht genau zusammenfallen, die Steuerung dieser Kanäle nicht richtig eintrat, also Flüssigkeit aus dem Steigrohr nach dem Gefäß zurücklief, in welchem bereits das Ansaugen erfolgte. Es wurden daher später von Hall selbst zwei Druckventile angebracht und findet sich diese Einrichtung bei allen anderen neueren Pulsometern.

Für die Saug- und Druckventile werden fast durchgängig Gummiklappen angeordnet. Die Ventilsitze sind bei dem Neuhaus'schen Pulsometer eingegossen oder eingesetzt; bei dem Eichler'schen (Fig. 657) ruhen die Klappen auf angegossenen Ringflächen des Gehäuses und auf eingesetzten Sternen. Die anderen Pulsometer haben gewöhnlich besonders eingesetzte und abgedichtete Ventilsitze. Diese wie die Sterne des Eichler'schen Pulsometers werden gewöhnlich aus Bronze hergestellt. Wichtig ist die Befestigung der Ventile, welche vollkommen sicher sein muß.

Die Anbringung eines Fußventils empfiehlt sich, da dasselbe eine gewisse Flüssigkeitsmenge im Saugwindkessel zurückhält, wodurch das Anlassen erleichtert wird.

Wie erläutert, sind noch notwendig: an jeder Kammer und am Saugwindkessel je ein Luftventil, eine Anfüllschraube oder besondere Füllvorrichtung und Ablaßschrauben behufs Entleerung der einzelnen Räume. Letztere sind hauptsächlich notwendig, um bei Frostwetter ein Einfrieren verhüten zu können. Die Luftventile müssen regelbar und gänzlich ver-

schließbar sein. Bei langer Saug- und Druckleitung empfiehlt sich noch die Anbringung eines besonderen Saug- bezw. Druckwindkessels.

Saug- und Druckleitung werden für 1 bis 2 m Geschwindigkeit der durchströmenden Flüssigkeit berechnet. Die Dampfzuleitung ist nach der notwendigen Dampfmenge zu bestimmen und ist dabei zu berücksichtigen, daß bei langer Leitung ein Teil des dem Kessel entnommenen Dampfes sich niederschlägt und die Spannung erheblich abnimmt.

Geförderte Flüssigkeitsmenge.

Das Gefäß der Dampfdruckpumpe, in welchem die Druckwirkung eintritt, wird von der angesaugten oder aus einem höher liegenden Behälter zuströmenden Flüssigkeit nicht völlig bis zum Dampfsteuerventil gefüllt werden, sondern es wird sich zwischen letzterem und dem Flüssigkeitsspiegel eine Dampf und Luft enthaltende Schicht befinden. Eine Luftbeimengung entsteht, wenn sich aus der Flüssigkeit infolge der im Gefäß bei der Dampfverdichtung entstehenden Spannungsverminderung Luft ausscheidet; bei den Pulsometern wird, wie erwähnt, noch Luft zugeleitet. Wird nun der tatsächlich mit Flüssigkeit angefüllte Rauminhalt des Gefäßes bis zur Einmündung des nach dem Druckventil führenden Kanales oder Rohres mit M bezeichnet; ist ferner der Dampfverbrauch für ein Spiel V kg, so ist bei n Spielen in der Minute die in dieser Zeit tatsächlich geförderte Flüssigkeitsmenge

$$\text{für die doppeltwirkende Pumpe } 60\,Q = n\left(2\,\mu\,M + \frac{1}{1000}\,V\right) \quad . \quad 446$$

Es gilt diese Formel allerdings nur für solche Dampfdruckpumpen, bei welchen der Betriebsdampf verdichtet wird und dann als Wasser gleichfalls zur Förderung gelangt; läßt man den Dampf nach seiner Druckwirkung auspuffen, wie dies bei einigen Dampfwasserhebern geschieht, so kommt er für die Fördermenge nicht in Betracht; in der Formel 446 fällt dann das zweite Glied in der Klammer weg.

Bezüglich des Dampfverbrauches ist folgendes zu erwähnen: Während bei der Luftdruckpumpe die bei einem Spiel notwendige Preßluftmenge vom Drucke p dem Raume nach gleich der geförderten Flüssigkeitsmenge ist, wird bei den Dampfdruckpumpen der Dampfverbrauch vom Drucke p dem Raume nach erheblich größer. Die Gründe hiefür sind folgende: Ein Teil des einströmenden Dampfes schlägt sich an den Wänden des Pumpgefäßes sowie durch Berührung mit der Oberfläche der zu fördernden Flüssigkeit nieder; letzteres ist insbesondere der Fall, wenn diese Oberfläche, wie zu vermuten ist, nicht ruhig bleibt, sondern der einströmende Dampfstrahl dieselbe aufwühlt; ferner wenn infolge allmählicher Erweiterung des Pumpgefäßes neue, kältere Flüssigkeitsteilchen an die Oberfläche gelangen.

Eine andere Ursache des größeren Dampfverbrauches besteht darin, daß die Zuströmung des Dampfes auch noch je nach der Einrichtung der Steuerung eine gewisse Zeit fortdauert, wenn bereits die Druckwirkung vollendet ist und die Verdichtung des das Pumpgefäß bereits füllenden Dampfes beginnt. Diese Verdichtung wird bei den Pulsometern durch das Rückfallen von Flüssigkeit aus dem Druckkanal eingeleitet; es wird also eine kleinere Flüssigkeitsmenge gefördert, als sie dem mit Dampf zu füllenden Gefäßinhalt, gemessen bis zur Mündung des zu dem Druckventil führenden Kanals entspricht. Bei der Anordnung einer Einspritzung ist auch noch die hierdurch wieder zurückströmende Flüssigkeit in Rechnung zu ziehen. Es ist daher ein Lieferungsgrad μ einzuführen; derselbe beträgt bei den Pulsometern nach Versuchen Eichlers etwa 0,8 bis 0,85. Die von Schaltenbrand mitgeteilten Versuche mit Hall'schen Pulsometern ergaben ein Raumverhältnis der Dampfmenge vom Druck p zur geförderten Flüssigkeitsmenge wie 5 : 1 bis 6 : 1. Versuche mit neueren Pulsometern zeigen dasselbe erheblich günstiger und zwar 2 : 1 bis 3 : 1, in einzelnen Fällen (vgl. die S. 559 mitgeteilten Versuche mit Eichler'schen Pulsometern) selbst 3 : 2.

Da die Zahl n der in der Minute stattfindenden Spiele durch die Erfahrung für bestimmte Pumpenarten bekannt ist (vergl. S. 556), so ergibt sich aus Gleich. 446 der Gefäßinhalt M für eine verlangte Fördermenge Q. Es empfiehlt sich, M nicht über 0,1 bis 0,15 cbm zu nehmen, da die Ausführung und Aufstellung größerer Pumpen schwieriger, bei den nur zeitweise gebrauchten Pulsometern auch die Möglichkeit ihrer Verwendung zu verschiedenen Zwecken geringer ist. Ergibt sich $M > 0{,}1$ cbm, so ist es daher geraten, zwei oder mehrere Pumpen anzuordnen.

Die Betriebsarbeit und der Wirkungsgrad.

Der Druck p in Atm., welchen der in das zu entleerende Pumpgefäß einströmende Dampf besitzen muß, ergibt sich aus der Erwägung, daß der auf die Oberfläche F der Flüssigkeit wirkende Druck imstande sein muß, die hydrostatische Last zu heben und die Beschleunigungs- und Reibungswiderstände der im Gefäß und im Steigrohr befindlichen Flüssigkeitsmenge zu überwinden. Es seien diese letzteren mit W_d bezeichnet, so ist demnach

$$10000\,F\,p = F\,(H_d + h)\,\gamma + W_d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 447$$

Der gesamte schädliche Widerstand W_d hängt von den zu bewegenden Massen, insbesondere also von der Länge des Druckrohres ab, ferner von der Geschwindigkeit der Flüssigkeit im letzteren. Es gelten hierfür dieselben Erwägungen wie für die Druckwirkung bei den Kolbenpumpen. Die Beschleunigungswiderstände können vermieden werden, wenn der Druck p nur so groß genommen wird, wie es für die Erzielung einer

gleichförmigen Geschwindigkeit im Druckrohr notwendig ist; das wäre jedoch nur durch eine stetige Regelung an dem Drosselventil der Dampfzuleitung zu erreichen, wie solches z. B. bei Dampfmaschinen mit Drosselung des Dampfes vom Regulator aus geschieht. Bei den beschriebenen Dampfdruckpumpen ist eine solche Vorrichtung, die immerhin umständlich werden würde, nicht vorhanden; die Drosselung des Dampfventils geschieht von Hand und kann dadurch nur eine mittlere Druckrohrgeschwindigkeit eingestellt werden. Die Bewegung der Flüssigkeit wird daher im allgemeinen ungleichförmig sein, so daß also Beschleunigungswiderstände auftreten. Dieselben rechnerisch zu ermitteln, ist unmöglich, da der Druck p infolge der während der Druckwirkung bereits entstehenden Verdichtung von Dampf nicht gleich groß bleibt; ferner kommt bei birnenförmigen Pumpgefäßen auch die Änderung der Fläche F in Betracht. Es ist aber die Annahme gestattet, daß die Beschleunigungswiderstände nicht erheblich sein werden, insbesondere nicht bei den doppeltwirkenden Dampfdruckpumpen, in deren Steigrohr die Flüssigkeit stetig in Bewegung bleibt. Dagegen wird der durch die Reibung der Flüssigkeit an der Rohrwandung, ferner der an den Druckventilen und Rohrkrümmern entstehende Widerstand, welcher sich durch

$$W_d = \Sigma \zeta_d \frac{c_d^2}{2g} F \gamma$$

ausdrückt, insbesondere bei langen Leitungen beträchtlich sein, und es ist daher die Geschwindigkeit c_d möglichst klein, etwa $\leqq 2$ m, zu nehmen. $\Sigma \zeta_d$ ergibt sich nach früheren Erörterungen.

Somit ist

$$10000\, p > \left[H_d + A + \Sigma \zeta_d \frac{c_d^2}{2g} \right] \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 448$$

Für die den Ausführungen zugrunde zu legende Rechnung genügt es, H_d von Mitte des Pumpgefäßes bis zum Ausguß des Steigrohres, bezw. bis zum Spiegel des Behälters zu rechnen, in welchen das Steigrohr mündet, ferner $c_d \leqq 2$ m anzunehmen, $\Sigma \zeta_d$ nach früherem entsprechend der Anordnung des Druckventils und der Druckleitung zu berechnen und dann p um etwa 0,5 Atm größer zu nehmen, als die rechte Seite der Gleichung 448 ergibt. A ist die Höhe der dem Luftdruck entsprechenden Flüssigkeitssäule, γ das Gewicht von 1 cbm Flüssigkeit.

Für kurze Druckleitungen kann erfahrungsgemäß

$$\frac{W_d}{10000\, F} \backsim 1{,}5 \text{ Atm.}$$

gesetzt werden.

Bei der Saugwirkung ist der Druck der Atmosphäre treibend und es wird

$$A F \gamma = [H_s + h_i] F \gamma + W_s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 449$$

W_s ist die Summe der bei der Bewegung der Flüssigkeit durch das Saugrohr, das etwa angebrachte Fußventil, das Saugventil und das Pumpgefäß entstehenden Beschleunigungs- und Reibungswiderstände. Es ist hier das unter dem Druck der Außenluft erfolgende freie Aufsteigen der Flüssigkeitssäule nicht durch einen Kolben gehindert, es muß daher die über der aufsteigenden Flüssigkeit im Pumpgefäß entstehende Spannung, welche in Gleich. 449 als Flüssigkeitshöhe h_i eingeführt ist, bekannt sein, um die Bewegung der Saugsäule bestimmen zu können. Diese Spannung würde gleich Null sein, wenn die Verdichtung des Dampfes eine vollständige wäre und aus der aufsteigenden Flüssigkeit sich weder Luft noch andere Gase entwickeln würden. Bei den Pulsometern wird, wie erwähnt, absichtlich noch Luft eingelassen, um h_i zu vergrößern. Werden die Beschleunigungswiderstände wieder vernachlässigt, wird also für W_s nur der Reibungswiderstand

$$W_s = \Sigma \zeta_s \frac{c_s^2}{2g} F \gamma$$

gesetzt, so ergibt sich aus Gleich. 449

$$c_s = \sqrt{\frac{2g}{\Sigma \zeta_s}[A - H_s - h_i]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 450$$

Da die Widerstandsvorzahl sich nach früherem aus der Anordnung der Saugleitung und des Saugventils bestimmen läßt, so ist, wenn die Saughöhe H_s vom Spiegel des Saugbehälters bis zur Mitte des Pumpgefäßes gerechnet, die Saugrohrgeschwindigkeit c_s zu etwa 1 bis 1,5 m angenommen wird, h_i bestimmt. Umgekehrt kann also durch Regelung der der Flüssigkeitshöhe h_i entsprechenden Spannung die gewünschte Geschwindigkeit c_s erhalten werden. Diese Regelung wird bei den Pulsometern an den Luftventilen vorgenommen. Von c_s hängt die Zeit ab, innerhalb welcher das Pumpengefäß sich füllt; es kann also bei den doppeltwirkenden Pulsometern durch genannte Regelung die Zeitdauer der Füllung gleich derjenigen der Druckwirkung erhalten werden.

Bei den Dampfdruckpumpen mit Auspuff des Dampfes nach seiner Druckwirkung ist h_i wegen der beim Auspuff entstehenden Drosselung etwas größer als A und H_s muß dann negativ sein; das heißt, es kann keine Saugwirkung eintreten, sondern die Flüssigkeit muß aus einem höher liegenden Behälter zuströmen.

Es lassen sich nun die aufeinander folgenden Vorgänge rechnerisch darstellen mit Hilfe der Erwägung, daß die Summe der aufgewandten Arbeiten gleich der geleisteten Arbeit sein muß. Hierbei ist jedoch zu beachten, daß Teile beider Arbeitsarten als Wärme auftreten. Für den einströmenden Betriebsdampf bezeichnen

p den Druck in Atm.,
q die Flüssigkeitswärme,

r die gesamte und
ϱ die innere Verdampfungswärme,
y den Dampfgehalt von 1 kg des Betriebsdampfes,
σ das Volumen von 1 kg desselben.

Dann ist die lebendige Kraft des während der Druckwirkung einströmenden Dampfgewichtes V_1

$$10000\, p\, V_1\, \sigma,$$

das dem Wärmeinhalt des Dampfes entsprechende Arbeitsvermögen

$$\frac{1}{\mathfrak{A}} V_1 (q + y\varrho),$$

wenn $\mathfrak{A}$ den Wärmewert der Arbeitseinheit bezeichnet; ist diese 1 mkg, wie hier angenommen, so ist $\mathfrak{A} = \frac{1}{424}$.

Ferner ist der Arbeitswert der in dem Flüssigkeitsinhalte M enthaltenen Wärmemenge, wenn q' die entsprechende Flüssigkeitswärme bedeutet,

$$\frac{1}{\mathfrak{A}} M \gamma q'.$$

Die gesamte während der Druckwirkung aufgewendete Arbeit beträgt daher

$$V_1 \left(10\,000\, p\, \sigma + \frac{1}{\mathfrak{A}} (q + y\varrho)\right) + \frac{1}{\mathfrak{A}} M \gamma q'.$$

Bezeichnet w das spezifische Volumen des Wassers (= 0,001 cbm), $w + u$ dasjenige des gesättigten Dampfes,

so ist auch

$$\sigma = w + y\, u,$$

$$\varrho + 10\,000\, \mathfrak{A}\, p\, u = r,$$

weshalb der Ausdruck für die aufgewendete Arbeit auch

$$V_1 \left(10\,000\, p\, w + \frac{1}{\mathfrak{A}} (q + y\, r)\right) + \frac{1}{\mathfrak{A}} M \gamma q'$$

geschrieben werden kann.

Während der Druckwirkung wird das Flüssigkeitsvolumen M und der sich gleichzeitig verdichtende Teil des Dampfes auf die Höhe H_d gehoben; ferner werden die Widerstände W_d überwunden, welchen eine Flüssigkeitshöhe h_d entsprechen möge. Es ist dann noch zu beachten, daß die geförderte Flüssigkeitsmenge eine Temperaturerhöhung infolge Verdichtung eines Teiles des einströmenden Dampfes am Flüssigkeitsspiegel erfährt und daher mit einer Flüssigkeitswärme q_d ausströmt. Ferner geht eine gewisse Wärmemenge C_1 durch Abgabe der Außenfläche des Pumpgefäßes an die umgebende Luft oder Flüssigkeit verloren. Somit ist die gesamte während der Druckwirkung geleistete Arbeit

$$(M\gamma + \varepsilon V_1)\left[H_d + A + h_d + \frac{1}{\mathfrak{A}} q_d\right],$$

wenn εV_1 das verdichtete Dampfgewicht bezeichnet.

Es muß also

$$V_1\left[10\,000\,p\,w + \frac{1}{\mathfrak{A}}(q + y\,r)\right] + \frac{1}{\mathfrak{A}} M\gamma q'$$

$$= (M\gamma + \varepsilon V_1)\left[H_d + A + h_d + \frac{1}{\mathfrak{A}} q_d\right] + \frac{1}{\mathfrak{A}} C_1 \quad . \; . \; 451$$

sein.

Bei den Pulsometern tritt am Ende der Druckwirkung der Dampf in den zum Druckventile führenden Kanal, so daß aus diesem und dem Steigrohr Flüssigkeit zurückfällt und die Verdichtung einleitet; hierdurch nimmt der Druck im Gefäß ab; gleichzeitig wächst der Druck im anderen Gefäße durch die dort hochströmende Flüssigkeit; es erfolgt dadurch die Umsteuerung der Dampfzuströmung. Bei geschlossenem Dampfventil wird nun die Verdichtung des Dampfes durch die Einspritzung und durch die aus dem Saugrohr zuströmende Flüssigkeit nahezu vervollständigt, die Geschwindigkeit dieses Vorganges jedoch durch mittelst des Luftventiles zugeleitete Luft gemäßigt.

Während dieser Neufüllung des Pumpengefäßes wird von der zurückfallenden Flüssigkeit und dem Drucke der Außenluft Arbeit ausgeübt; ferner aber wird, da das Dampfventil sich am Ende der Druckwirkung nicht sofort schließt, noch eine gewisse Dampfmenge vom Gewichte V_2 kg einströmen, deren Arbeitsvermögen auch als verbraucht zu betrachten ist.

Das ganze während eines Spieles aus einem Pumpgefäße tatsächlich geförderte Flüssigkeitsgewicht ist

$$\mu M\gamma + V,$$

wenn $V = V_1 + V_2$ den gesamten Dampfverbrauch bezeichnet. Da nun während der Druckwirkung das Gewicht

$$M\gamma + \varepsilon V_1$$

gefördert wurde, so beträgt das während der Neufüllung zurückfallende bezw. zurückspritzende Flüssigkeitsgewicht

$$(1 - \mu) M\gamma + (\varepsilon - 1) V_1 - V_2.$$

Das Arbeitsvermögen dieses Gewichtes ist, da die Fallhöhe gleich $H_d + A - h_d$ gesetzt werden kann,

$$\left[(1 - \mu) M\gamma + (\varepsilon - 1) V_1 - V_2\right]\left[(H_d + A - h_d) + \frac{1}{\mathfrak{A}} q_d\right],$$

wenn q_d die mittlere Flüssigkeitswärme bezeichnet.

Es ist somit die gesamte während der Neufüllung aufgewendete Arbeit

$$V_2\left[10000\,p\,w+\frac{1}{\mathfrak{A}}(q+y\,r)\right]+\mu\,M\,\gamma\left(A+\frac{1}{\mathfrak{A}}q_s\right)$$
$$+\left[(1-\mu)M\gamma+(\varepsilon-1)V_1-V_2\right]\left[(H_d+A-h_d)+\frac{1}{A}q_d\right].$$

Die in gleicher Zeit geleistete Arbeit setzt sich aus der Hebung des angesaugten Flüssigkeitsgewichtes $\mu M\gamma$, aus der Überwindung der dabei entstehenden Widerstände und aus dem Arbeitswerte der schließlich in dem Gefäße enthaltenen Wärmemenge zusammen. Allerdings muß auch noch die zur Umsteuerung notwendige Arbeit geleistet werden; diese hängt von der Einrichtung der Steuerung ab und wird im allgemeinen gering sein. Ferner ist die angesaugte Luft zu verdichten, jedoch strömt diese mit einem gewissen Arbeitsvermögen ein, welches verbraucht wird. Da nun eine rechnerische Feststellung insbesondere deswegen nahezu unmöglich ist, weil die Menge der einströmenden Luft nur durch Versuche bestimmt werden kann, und solche nur von Schaltenbrand für ältere Pulsometereinrichtungen von Hall vorliegen, so seien die aus der Luftzuführung sich ergebenden Arbeitsgrößen vernachlässigt.

Es wird demnach die gesamte während der Neufüllung geleistete Arbeit

$$\mu M\gamma(H_s+h_s)+\frac{1}{\mathfrak{A}}M\gamma q'+\frac{1}{\mathfrak{A}}C_2,$$

wenn C_2 die in dieser Zeit vom Gefäße nach außen abgegebene Wärmemenge bezeichnet.

Somit ergibt sich

$$V_2\left[10000\,p\,w+\frac{1}{\mathfrak{A}}(q+y\,r)\right]+\mu\,M\,\gamma\left(A+\frac{1}{\mathfrak{A}}q_s\right)$$
$$+\left[(1-\mu)M\gamma+(\varepsilon-1)V_1+V_2\right]\left[H_d+A-h_d+\frac{1}{\mathfrak{A}}q_d\right]$$
$$=\mu\,M\,\gamma(H_s+h_s)+\frac{1}{\mathfrak{A}}M\gamma q'+\frac{1}{\mathfrak{A}}C_2. \quad \ldots \quad 452$$

Wird für das ganze Spiel die aufgewendete gleich der geleisteten Arbeit gesetzt, so ergibt sich

$$V\left[10000\,p\,w+\frac{1}{\mathfrak{A}}(q+y\,r)\right]+\mu\,M\,\gamma\left(A+\frac{1}{\mathfrak{A}}q_s\right)$$
$$=\mu\,M\,\gamma(H_s+h_s)+(\mu\,M\,\gamma+V)\left(H_d+A+h_d+\frac{1}{\mathfrak{A}}q_d\right)$$
$$+\frac{1}{\mathfrak{A}}(C_1+C_2). \quad \ldots \quad 453$$

Diese Gleichung entsteht auch durch Summierung von Gleich. 451 und 452, wenn beachtet wird, daß die beim Durchfließen der Druckleitung

entstehenden, durch die Flüssigkeitshöhe h_d in die Rechnung eingeführten Reibungswiderstände sich in Wärme umsetzen.

Für die Berechnung einer Dampfdruckpumpe würden nun folgende Werte als bekannt anzunehmen sein: M, p, w, q, y, r, q_s, μ, H_d, H_s; nach früherem können die Widerstandshöhen h_d und h_s aus der Formung und den Abmessungen der Saug- und Druckleitung berechnet werden. Es bliebe also noch zu bestimmen: V_1, V_2, ε, q_d, q', C_1, C_2. Hiervon kann ε nahezu gleich Null gesetzt werden.

Die Wärmeverluste C_1 und C_2 lassen sich annähernd berechnen, wenn die Größe der wärmeabgebenden Wand bekannt ist; es ist nur zu beachten, daß die Innenfläche stets als benetzt angenommen werden muß, da sich auf ihr, wenn sie von Flüssigkeit frei wird, Dampf niederschlägt. Wird nun die Flüssigkeitswärme q_d der Erfahrung gemäß angenommen, so ergibt sich aus der Gleich. 453 der gesamte Dampfverbrauch V; q' läßt sich dann aus 451 oder 452 bestimmen, ist jedoch nicht von Interesse.

Die in der Minute erfolgende Anzahl n der Spiele hängt von der Zeitdauer z_s der Saug- und derjenigen z_d der Druckwirkung ab. Es muß $z_s = z_d$ sein, damit kein unnötig langes Dampfeinströmen stattfindet. Hierzu werden die Vorgänge in beiden Gefäßen voneinander abhängig gemacht (vgl. S. 535). Die Zeit z_s ergibt sich aus der Geschwindigkeit c_s, welche je nach dem im Gefäße herrschenden, stetig wachsenden Drucke verschieden groß ist. Da letzterer wieder von der Menge der eingesaugten Luft und von der Gasentwickelung der Flüssigkeit abhängt, so läßt er sich nur auf Grund von Versuchen bestimmen. Das Gleiche gilt für die Zeitdauer z_d; sie hängt insbesondere von dem Drucke des Dampfes, welcher im Verlaufe der Druckwirkung abnimmt, ab. Versuche hierüber wie über den bei der Saugwirkung entstehenden Druck sind nur in ganz geringem Maße vorhanden. Der Verlauf der Spannungen in den Pumpgefäßen würde am besten durch Indikator-Schaulinien ermittelt werden können. Solche sind von Herrmann (vergl. Zeitschr. d. österr. Arch.- u. Ing.-Ver. 1879, S. 147) und Schaltenbrand (Der Pulsometer, Berlin 1877, Polytechnische Buchhandlung A. Seydel) an Pulsometern älterer Einrichtung aufgenommen worden.

Neuere Indikator-Schaulinien zeigen die Fig. 661 und 662; beide wurden an Körting'schen Pulsometern in der Weise erhalten, daß die mit dem Papierblatt versehenen Trommeln der Indikatoren, die ungefähr in der Mitte eines Pumpgefäßes angebracht waren, durch ein Uhrwerk gleichmäßig gedreht wurden, wobei der Stift die Drucklinie während einiger Spiele aufzeichnete.

Die beiden Schaulinien wurden richtig aufeinander gelegt, so daß die in den Kammern gleichzeitig entstehenden Druckvorgänge in ihrem gegenseitigen Verlauf ersichtlich sind.

Die Fig. 661 stellt die an einem Normal-Pulsometer (Fig. 643) erhaltenen Schaulinien dar. Verfolgt man die Linie für diejenige Kammer, in welcher infolge der Umsteuerung der Dampf auf die Wasserfüllung wirkt, so zeigt sich zunächst, daß der Druck erheblich über den in dem Steigrohre zu überwindenden Gegendruck, der durch eine Linie eingetragen ist, steigt. Bei Punkt b ist die Kammer ausgedrückt und es sinkt der Druck nun weiter, indem die Verdichtung infolge der freigelegten und daher zur Wirkung kommenden Einspritzung in verstärktem Maße entsteht. Während der Zeit dieser Druckabnahme von b bis c tritt aber noch Dampf ein, wodurch ein erheblicher Dampfverlust entsteht, indem der einströmende Dampf nutzlos verdichtet wird. Inzwischen ist in der Nebenkammer die Ansaugung erfolgt und hierauf eine Druck-

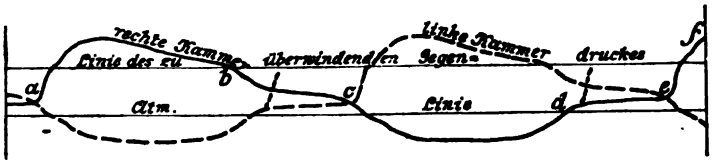


Fig. 661.

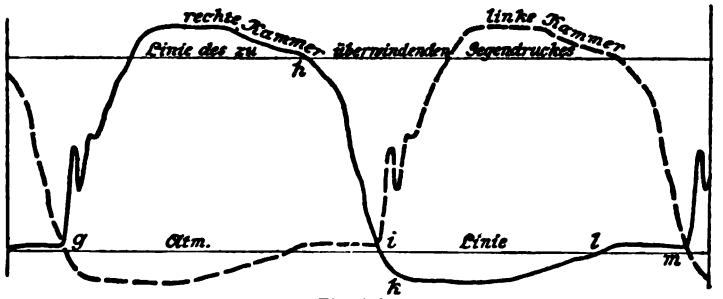


Fig 662.

steigerung entständen; sobald die Dampfspannung in dieser Kammer diejenige in der ersteren überschreitet, also kurz nach dem Punkt c, erfolgt die Umsteuerung; der Dampfzutritt nach der ersten Kammer hört auf und durch die fortdauernde Einspritzung entsteht eine rasche Druckabnahme, welche schließlich zu einem Unterdrucke führt, bei dem die Saugwirkung entsteht. Die Schaulinie zeigt im Verlaufe von c bis d die Druckverminderung, den unter der atmosphärischen Linie liegenden Druck, bei welchem das Ansaugen erfolgt, und dann eine infolge des Wassereintritts entstehende Druckzunahme. Letztere führt allmählich zu einer Spannung, welche wieder die Umsteuerung hervorruft; dies tritt kurz hinter dem Punkte e ein. Infolge des Dampfzutrittes steigt dann der Druck rasch, wie der Verlauf der Linie e f zeigt. Während der Zeit, die von d bis e verstreicht, fällt durch die Einspritzung aus dem Steigrohre ein Teil des

bereits in dasselbe gehobenen Wassers zurück, wodurch ein gewisser Verlust entsteht. Die Bestrebungen, diesen Verlust zu vermindern, haben zur Konstruktion des sogenannten „doppeltwirkenden" Pulsometers geführt, aus welchem der Hochdruckpulsometer Fig. 647 hervorgegangen ist. Die Fig. 662 gibt die Schaulinie für die erstere Pumpenart. Der Vergleich dieser Linie mit der in Fig. 661 dargestellten, läßt leicht erkennen, daß die Zeitdauer, während welcher Dampf nutzlos nachströmt, wesentlich geringer ist. Die Linie zeigt von g an eine rasch ansteigende Druckzunahme, von h an das schnelle Abfallen des Druckes bis zur größten Druckverminderung bei k. Von i bis l erfolgt die Saugwirkung, von l bis m bleibt in der Kammer, in welche das angesaugte Wasser fließt, der Druck gleich groß, woraus geschlossen werden kann, daß eine Einspritzung von l bis m nicht mehr stattfindet, also der sonst hierdurch entstehende Verlust an gehobenem Wasser auch vermieden ist.

Der Wirkungsgrad der Dampfdruckpumpen ergibt sich zu

$$\eta = \frac{(\mu\, M\, \gamma + V)(H_s + H_d)}{V\left[10\,000\, p\, w + \frac{1}{\mathfrak{A}}(q + y\, r)\right]}, \quad \ldots \quad 454$$

wenn die Wärmevermehrung der geförderten Flüssigkeit keine Verwendung findet; ist dies jedoch, wie bei den zur Kesselspeisung dienenden Dampfdruckpumpen, der Fall, so ist

$$\eta = \frac{(\mu\, M\, \gamma + V)\left(H_s + H_d + \frac{1}{\mathfrak{A}}\, q_d\right) - \frac{1}{\mathfrak{A}}\mu\, M\, \gamma\, q_s}{V\left[10\,000\, p\, w + \frac{1}{\mathfrak{A}}(q + y\, r)\right]}. \quad \ldots \quad 455$$

Die Ausrechnung der Formeln 454 und 455 ergibt, daß der Wirkungsgrad im ersten Falle klein, im zweiten nahezu 1 ist.

Versuche mit Pulsometern.

Es wurde schon erwähnt, daß eine vollständige Berechnung der Dampfdruckpumpen nur auf Grund eingehender genauer Versuche möglich ist, an welchen es zurzeit noch fast gänzlich fehlt. Die an neueren Einrichtungen angestellten Untersuchungen sollen gewöhnlich nur die Leistungsfähigkeit feststellen, insbesondere den Dampfverbrauch.

Die vielfach übliche Beurteilung nach dem Maße der Erwärmung des geförderten Wassers kann zu falschen Schlüssen führen, da es in gewöhnlichen Fällen, wenn nicht unter Benützung besonders genauer Hilfsmittel eine scharfe Beobachtung geübt wird, nicht möglich ist, die Temperaturerhöhung genau zu bestimmen. Es sei hier erwähnt, daß seitens der Erbauer von Pulsometern mehrfach folgende einfache, jedoch nur sehr

angenäherte Rechnung ausgeführt wird: Die Gesamtwärme von 1 kg gesättigten Wasserdampfes ist nach Regnault in Wärmeeinheiten

$$606{,}5 + 0{,}305\,t;$$

die Temperatur ist bekannt, wenn der Dampfdruck gegeben ist. Da letzterer für Pulsometer gewöhnlich 2,5 bis 4,5 Atm. beträgt, so schwankt t zwischen 128° und 148°, so daß im Mittel die von 1 kg Dampf bei seiner Verdichtung abgegebene Wärmemenge 640 Wärmeeinheiten beträgt.

Werden nun in der Sekunde x kg Dampf verbraucht und Q kg Wasser gehoben, so ist ungefähr

$$\frac{640\,x}{Q}$$

die Temperaturerhöhung $(t_d - t_s)$ des geförderten Wassers, und wenn dabei die Förderhöhe H überwunden wird, so beträgt die Arbeitsleistung von 1 kg Dampf

$$\frac{Q\,H}{x} = 640\,\frac{H}{(t_d - t_s)}.$$

Aus den Temperaturen des geförderten und des zu fördernden Wassers kann somit bei gegebener Förderhöhe auf die Arbeitsleistung des Dampfes geschlossen werden; eine solche Rechnung setzt aber voraus, dass die Erwärmung des Pulsometers selbst und dessen Wärmeabgabe nach aussen vernachlässigt werden kann und daß die Temperaturen t_d und t_s sehr genau festgestellt werden; letzteres ist um so mehr notwendig, als die Temperaturerhöhung $t_d - t_s$ gewöhnlich nur einige Grade beträgt. Die vorgenannte Formel darf daher nur mit Vorsicht zur Beurteilung des Wirkungsgrades einer Pulsometeranlage benutzt werden.

In nachstehendem sind einige Versuchszahlen angegeben, welche zur Beurteilung der Pulsometer dienen können.

Auf der Görlitzer Ausstellung 1885 wurden Versuche mit einem von Eichler gelieferten großen Pulsometer (Fig. 657 u. 658) angestellt (vgl. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1885 S. 755) und wurde hierbei folgendes gefunden: Der Inhalt der Kammern betrug je 0,112 cbm, die Pendellänge 220 mm. Je nach Öffnen der Dampfzuleitung ergaben sich 16 bis 50 Pulsschläge in der Minute. Die Versuchszahlen sind:

Spannung des einströmenden Dampfes in Atm. . .	2,6	2,8
Saughöhe in m	1,0	1,0
Druckhöhe in m	8,0	8,0
Anzahl der Pulsschläge in 1 Minute	40	42
Füllung für einen Hub in l	0,1	0,092
Füllungsgrad der Kammern	0,90	0,85
Geförderte Wassermenge in 1 Minute in cbm . . .	4,0	3,99
Erwärmung des gehobenen Wassers in °C	0,8	1,0
Dampfverbrauch in 1 Minute in kg	5,0	6,25

Dampfverbrauch für 1 PS Nutzleistung und 1 Stunde in kg	37,5	47,0
Nutzleistung bei 1 kg stündlichem Dampfverbrauch in mkg	7200	5750.

Die Erwärmung des gehobenen Wassers scheint hierbei nicht gemessen, sondern mit Hilfe der S. 559 gegebenen angenäherten Rechnungsweise bestimmt zu sein; tatsächlich war die Temperaturerhöhung wohl etwas geringer. Die Versuche ergeben eine verhältnismäßig günstige Leistung, jedoch würde dies nur für so große Pulsometer gelten.

Versuche, welche seitens der kgl. Eisenbahndirektion Bromberg im September und Oktober 1886 mit einem Pulsometer (Fig. 650 bis 653), von Koch, Bantelmann & Paasch in Buckau, angestellt wurden, ergaben folgende Werte:

Mittlerer Dampfdruck im Kessel in Atm.	Dampfverbrauch in 1 Stunde kg	Mittlere Saughöhe m	Mittlere Förderhöhe m	Anzahl der Pulsschläge im Mittel in 1 Minute	Erwärmung des geförderten Wassers in Grad C	Geförderte Wassermenge in 1 Stunde kg	Geleistete Arbeit für 1 kg Dampfverbrauch mkg
3,9	88,2	1,30	15,60	26,0	2,59	13333	2358
4,0	92,7	1.75	15,70	25,7	1,30	13867	2142
4,0	65,8	2,15	15,65	21,0	1,20	9177	2184
3,9	98,0	2,75	15,75	25,0	2,40	12814	2059
4,0	74,4	2,79	15,59	23,5	0,29	10867	2276
3,8	118,4	3,23	15,73	29,6	0,35	14222	1889
3,8	123,3	3,83	15,33	42,3	2,00	17711	2201
4,0	76,9	4,33	15,64	25,0	0,70	11111	2260
3,5	135,3	4,40	15,40	44,5	1,50	18800	2149
3,9	64,6	5,17	15,17	27,0	1,50	9560	2245
4,0	70,0	5,70	15,70	28,0	1,18	11600	2602

Der Dampfverbrauch ist am Kessel gemessen, so daß die Verluste in der Zuleitung nicht abgerechnet sind.

Die Versuche wurden mit einem Pulsometer Nr. 4 ausgeführt; größere Pumpen arbeiten mit einem verhältnismäßig geringeren Dampfverbrauch.

Die Gebr. Körting in Hannover rechnen für ihren sogenannten Normal-Pulsometer (Fig. 643) auf Grund von Versuchen, je nach der Größe, eine Leistung von 3500 bis 4500 mkg bei 1 kg Dampfverbrauch; ferner fanden die Genannten eine Temperaturerhöhung von etwa 2° bei 10 m Förderhöhe und von etwa 0,15° für eine Steigerung der letzteren um je 1 m.

Über die Leistung des Pulsometers bei der Förderung von heißen Flüssigkeiten geben die von Veitmeyer mit einem aus Bronze gefertigten Pulsometer Nr. 2 von Neuhaus im November 1883 angestellten in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1883 S. 167 mitgeteilten Versuche einigen Aufschluß. Es wurde heiße Lohbrühe auf

4 m gehoben, welche der Pumpe aus einem Behälter zufloß. Die Temperatur der zu hebenden Flüssigkeit betrug zuerst 80° und wurde nachher gesteigert; hierbei zeigte sich, daß, obgleich die Zahl der Pulsschläge bei demselben Dampfdruck mit erhöhter Temperatur abnahm, und zwar von 156 auf 138, die mit jedem Schlage gehobene Flüssigkeitsmenge dennoch zunahm. Bei 90° hörte der Pulsometer auf, ununterbrochen und regelmäßig zu arbeiten. Nachstehende Angaben wurden aus einigen Versuchen erhalten:

Dampfdruck im Kessel Atm.	Temperatur der Flüssigkeit °C	Anzahl der Pulsschläge in 1 Minute	Geförderte Flüssigkeit in 1 Minute cbm	Geförderte Flüssigkeit bei 1 Pulsschlag l
3,5	80	156	0,32	2,07
3,7	85	150	0,313	2,09
3,7	90	138	0,293	2,123

Dampfdruckpumpe mit Membrane.

Um Flüssigkeiten, welche mit Dampf nicht in Berührung gebracht werden dürfen, da sie sich dadurch unzulässig verdünnen, erwärmen oder chemisch verändern, durch Dampfdruck zu heben, kann die von Haussmann in Burg bei Magdeburg angegebene und angefertigte Säure-Membranepumpe verwendet werden, deren allgemeine Einrichtung durch Fig. 663 verdeutlicht ist. Die zu hebende Flüssigkeit wird durch das Ventil A angesaugt und durch dasjenige B fortgedrückt, indem sich die eingespannte Membrane C hin und her bewegt; dieselbe wirkt also in gleicher Weise wie bei der in Fig. 329 gezeigten Pumpe. Die Durchbiegung der Membrane wird hier jedoch durch Dampfdruck bewirkt, indem durch das federbelastete Ventil a Dampf in das Gefäß D tritt, die Flüssigkeitsfüllung desselben durch das Druckventil b entfernt und hierbei die Membrane nach links durch-

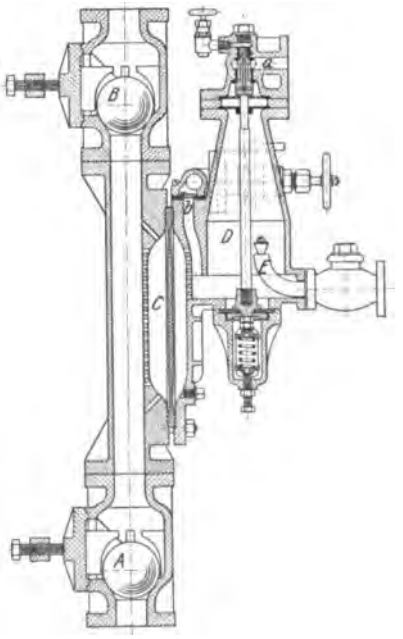


Fig. 663.

biegt, während bei der hierauf entstehenden Verdichtung des Dampfes und der damit eintretenden Druckabnahme die Membrane sich wieder nach rechts zurückbiegt. Die Verdichtung des Dampfes in D erfolgt durch Einspritzen von Wasser durch das Rohr E. Nach der Angabe Haussmanns beträgt die hierzu notwendige Wassermenge etwa $^1/_{20}$ der zu fördernden Flüssigkeitsmenge. Die Pumpe wird für die Förderung von Wasser, Säure, Lauge, sandigen, schlammigen oder dicken Flüssigkeiten usw. gebaut und findet in gewerblichen Anlagen der verschiedensten Art Anwendung. Für die Hebung von Flüssigkeiten, welche Eisen angreifen, erfolgt die Herstellung in Rotguß, Hartblei oder Hartgummi in 4 Größen für eine größte Leistung von 0,05 bis 0,25 cbm Flüssigkeit in der Minute auf 5 m Höhe.

Wasserstrahlpumpen.

Das Arbeitsvermögen eines in einer Leitung strömenden Flüssigkeitsstrahles kann auch zur Hebung einer größeren Flüssigkeitsmenge auf geringere Höhe oder einer kleineren Menge auf größere Höhe benutzt werden. Im ersteren Fall wirkt der treibende Strahl auf eine infolge eintretender Saugwirkung oder durch eigenes Gewicht zufließende Flüssigkeit, mischt sich mit dieser und gibt an sie die zur Überwindung der Förderwiderstände notwendige lebendige Kraft ab. Im anderen Falle wird ein möglichst großer Teil des Arbeitsvermögens des ganzen Strahles auf einen Teil desselben übertragen, so daß dieser imstande ist, eine größere Förderhöhe zu überwinden, als sie der Spannung und der Geschwindigkeit der Kraftflüssigkeit entspricht.

Die Wasserstrahlpumpe kann saugend, drückend oder doppelt wirkend arbeiten. Die Saugwirkung erklärt sich dadurch, daß die Pressung einer in einer Leitung strömenden Flüssigkeit auch kleiner als 1 Atm. werden kann, so daß der Luftdruck imstande ist, durch eine seitlich an das Kraftwasserrohr angezweigte Leitung Flüssigkeit in die Pumpe zu heben. Es wird hierbei von dem Gesetz Gebrauch gemacht, daß Geschwindigkeit und Pressung einer durch ein Rohr strömenden Flüssigkeit in umgekehrtem Verhältnis stehen; steigt durch eine Verengung des Rohrquerschnittes die Geschwindigkeit, so nimmt die Pressung ab und umgekehrt. Durch genügende Vergrößerung der Geschwindigkeit kann also die Pressung kleiner als die der Luft erhalten werden, so daß das Ansaugen eintritt.

Die Wasserstrahlpumpen werden in verschiedener Weise ausgeführt; eine besondere Art wird Stoßheber oder hydraulischer Widder genannt. Vielfach bezeichnet man damit eine Pumpe, bei welcher ein Teil des Kraftwassers auf eine Höhe gefördert wird, welche größer als das Gefälle des ersteren ist. Dies ist nicht ganz richtig, da auch saugende Stoßheber ausgeführt werden, bei welchen nicht ein Teil des Kraftwassers, sondern eine andere Flüssigkeit gefördert wird. Es muß vielmehr

die Unterscheidung des Stoßhebers von den übrigen Wasserstrahlpumpen in der Wirkungsweise und in der Art der Förderung gefunden werden; die Stoßheber arbeiten stoßweise, die anderen Wasserstrahlpumpen stetig mit gleichförmiger Geschwindigkeit in den Leitungen.

Es seien zunächst die Pumpen letzterer Art betrachtet, da ihre Wirkungsweise einfacher als die des hydraulischen Widders ist.

Gleichförmig wirkende Wasserstrahlpumpen.

Wenn auch das solchen Strahlpumpen (Ejektoren, Elevatoren) zugrunde liegende Prinzip schon lange bekannt war, so waren die praktischen Ausführungen doch meist recht umständlich eingerichtet. Seit dem Jahre 1870 haben sich insbesondere die Gebr. Körting in Hannover mit dem Bau von Strahlpumpen befaßt und dafür einfache zweckmäßige Anordnungen ersonnen, welche in der Industrie eine ausgebreitete Verwendung finden und nunmehr in gleicher oder ähnlicher Gestaltung auch von anderen gebaut werden.

Je nach dem besonderen Zweck wird die Einrichtung mehr oder weniger einfach gewählt. Wasserstrahlpumpen, welche für häusliche Zwecke,

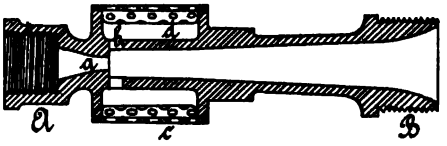


Fig. 664.

z. B. zum Auspumpen von Kellern bei Überschwemmungen oder hohem Grundwasserstande benutzt werden und bei genügend guter Wirkung doch möglichst billig sein sollen, erhalten von den Gebr. Körting die in Fig. 664 verdeutlichte Gestalt. Die vorhandene Kraftwasserleitung wird an den Gewindestutzen A geschlossen; das unter Druck stehende Wasser strömt dann durch die Düse a, und veranlaßt das durch die Löcher b zufließende Wasser, mit in die bei B anzuschließende Druckleitung zu steigen. Es wird die Pumpe hierbei entweder unmittelbar in das zu entfernende Wasser gelegt und tritt dieses dann durch ein Sieb c ein; oder es ist, wenn eine Saugwirkung erhalten werden soll, statt des letzteren eine volle Wandung anzubringen und an dem Gehäuse d ein Saugrohr zu befestigen, welches nach der zu entleerenden Grube geführt und dort mit einem engmaschigen Saugkorb versehen wird. Es läßt sich dann Schmutzwasser bei dem gewöhnlich vorhandenen Wasserleitungsdruck von $3^1/_2$ bis 4 Atmosphären auf eine Förderhöhe bis 5 m heben und hiervon bis 3 m hoch sicher ansaugen. Gebr. Körting bauen solche Pumpen in

4 Größen für eine geförderte Wassermenge von 1 bis 10 cbm in der Stunde, Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg in 3 Größen für eine Fördermenge von 1,5 bis 5,1 cbm, Dreyer, Rosenkranz und Droop in Hannover in 5 Größen für eine Leistung von 0,6 bis 10 cbm bei 4 Atm. Druck des Kraftwassers. Diese kleinen Pumpen werden gewöhnlich in Rotguß hergestellt. Für Verwendung der Wasserstrahlpumpe in der Industrie empfehlen Gebr. Körting eine Einrichtung mit besonders in ein Eisengehäuse eingesetzten Düsen aus Rotguß, wie dies Fig. 665 zeigt. Solche Pumpen können für sehr große Leistungen gebaut werden und finden im Bergbau zum Sümpfen oder Abteufen, bei Tunnelbauten,

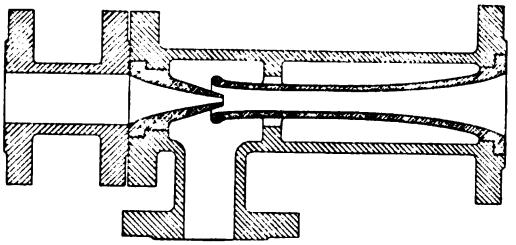


Fig. 665.

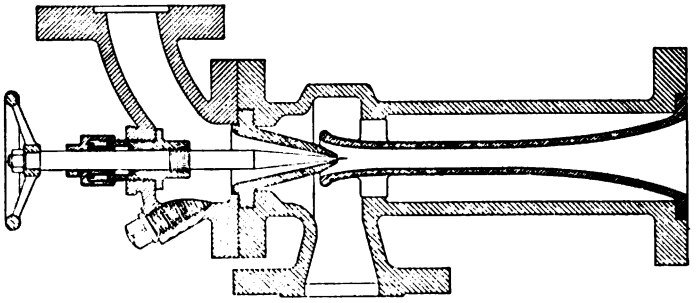


Fig. 666.

Gründungsarbeiten, zur Entwässerung von Kanälen u. dgl. vielfach Anwendung. Die genannte Firma hat z. B. Wasserstrahlpumpen für eine stündliche Fördermenge von 150 cbm, ferner für 3 bis 800 m Kraftwassergefälle ausgeführt. Einige Angaben über die Verwendung Körting'scher Wasserstrahlpumpen im Dienste städtischer Wasserwerke finden sich in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1894 S. 553.

Die Abmessungen der inneren Teile richten sich nach dem Druck des zur Verwendung gelangenden Kraftwassers und nach der Fördermenge, sowie der Saug- und Druckhöhe. Um die Kraftwassermenge regeln zu können, wenn verschiedene Förderhöhen zu bewältigen sind, wie dies z. B. beim

Abteufen auftritt, kann eine stellbare Regelungsspindel angeordnet werden, wie dies Fig. 666 zeigt.

Mehrere Düsen enthält die von der Akt.-Gesellsch. Schäffer & Walcker in Berlin ausgeführte Wasserstrahlpumpe für Springbrunnen (vgl. Fig. 667 und 668), welche den Zweck hat, mittelst der zur Verfügung stehenden Kraftwasserleitung eine größere Wassermenge mit empor zu schleudern, also die Strahlstärke zu vergrößern. Hierzu wird bei a die Kraftwasserleitung angeschlossen; das rückfällige, vom Becken aufgefangene Wasser tritt durch das Sieb b und die Düsen c und wird vom Kraftwasser durch das Rohr d hoch getrieben.

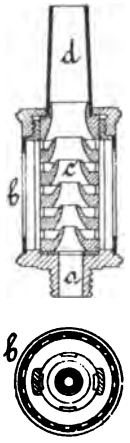


Fig. 667 u. 668.

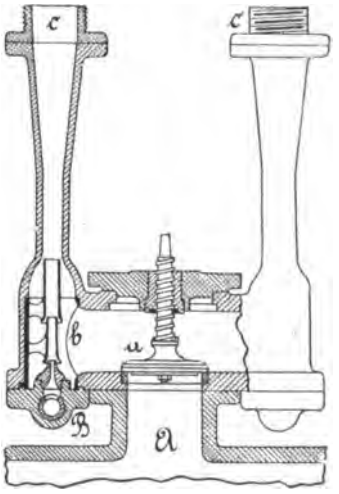


Fig. 669.

Durch die Anbringung mehrerer Düsen wird die Wirkung des Kraftwassers etwas besser ausgenutzt.

Ähnliche Gestaltung zeigt die von Greathead und Martindale angegebene, in Fig. 669 verdeutlichte Pumpe, welche sich in einigen englischen Städten in Benutzung befindet, um zur Bekämpfung eines Schadenfeuers einen genügend starken Strahl mit Hilfe einer besonderen Kraftwasserleitung von hohem Druck zu erzeugen. Hierzu werden die Pumpen an geeigneten Stellen der unter gewöhnlich niedrigem Druck stehenden Leitung der städtischen Wasserversorgung angebracht. Nach Öffnen des Ventils a der Hauptleitung und einer an der unter hohem Druck stehenden Kraftwassleitung B angebrachten Abschlußvorrichtung strömt das Kraftwasser durch die bronzenen Düsen b, reißt das aus der Leitung A zufließende Wasser mit, und es entsteht in dem bei c anzuschraubenden Spritzschlauch eine Geschwindigkeit, welche jedenfalls beträchtlich höher ist, als

dem Druck in A entspricht. Die Anordnung hat den Vorteil, daß nur in der engen Leitung B hoher Druck herrscht, während die Hauptleitung A unter dem gewöhnlichen, für die Wasserversorgung ausreichenden Druck steht.

Die Wasserstrahlpumpe von Nagel & Kaemp in Hamburg wirkt nur saugend und besitzt die in Fig. 670—671 verdeutlichte Einrichtung, ist ganz aus Eisen angefertigt und wird an der Umfassungswand eines Wasserbehälters befestigt. Das gußeiserne Mundstück A enthält eine von außen mittelst Hebels stellbare Klappe b, über welcher das

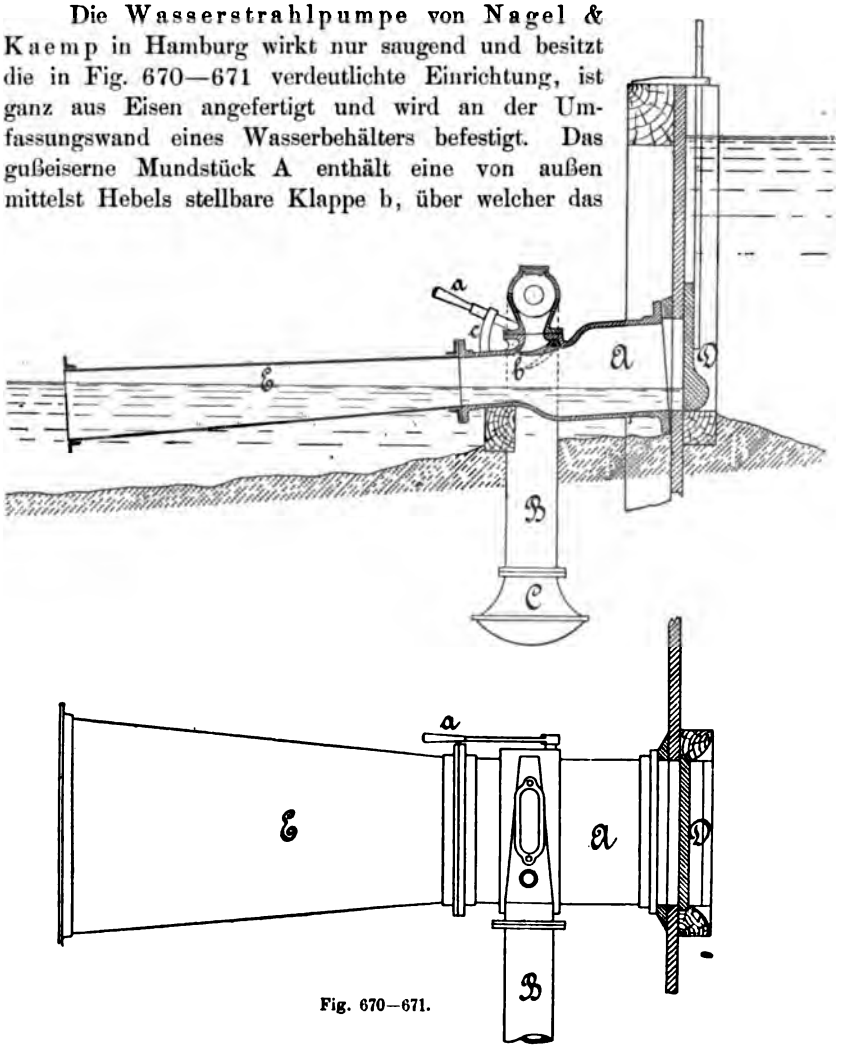


Fig. 670—671.

Saugrohr B mündet. Letzteres wird auf die Sohle der zu entwässernden Baugrube geführt und endigt dort in einem Saugkorb C. Durch die Klappe b kann die angesaugte Wassermenge geregelt werden; der Hebel wird entsprechend an einem Bogen c festgestellt. Der Zufluß des Kraftwassers wird durch einen Schützen D geregelt. Der trichterförmige Aus-

flußkanal E wird aus Eisenblech und Winkeleisen hergestellt und bei größeren Abmessungen durch lotrechte Längswände abgesteift.

Die wichtigste Anwendung findet diese Pumpe bei Grundbauten, für Wehranlagen u. dgl., wenn eine vorhandene und sonst nutzlos abfließende Wassermenge zum Leerpumpen der Baugrube unmittelbar benutzt werden kann.

Berechnung der gleichförmig wirkenden Wasserstrahlpumpe.

Für die nachfolgende Entwickelung gelten folgende Bezeichnungen (vgl. Fig 672):

Q in der Sekunde gehobene Wassermenge,

Q_k in der Sekunde verbrauchte Kraftwassermenge,

H_s Saughöhe, H_d Druckhöhe } des gehobenen Wassers,

H_k Gefälle des Kraftwassers, bis zur Mitte der Pumpe gemessen,

c_s, c_d Geschwindigkeiten im Saug- und Druckrohr, bezw. Ausflußrohr,

c_e Eintrittsgeschwindigkeit des angesaugten Wassers, an der Düse gemessen,

c_f und c_k Geschwindigkeiten des Kraftwassers in der Zuleitung und beim Austritt aus der Düse,

c_a Austrittsgeschwindigkeit am Ende des Druck- bezw. Ausflußrohres,

f_s, f_d, f_e, f_f, f_k, f_a Querschnitte der entsprechenden Leitungen und deren Ausflußöffnungen,

h_s, h_d, h_f Wasserhöhen, welche den schädlichen Widerständen im Saug-, Druck- und Fallrohr entsprechen,

H_e Wasserpressung, in m Wassersäule an der Mündung der Eintrittsdüse gemessen.

Wenn das angesaugte Wasser mit der Geschwindigkeit c_e in das Pumpgefäß tritt, so wird die Pressung H_e in diesem sich aus der mehrfach benutzten Gleichung

$$A = H_s + H_e + h_s + \frac{c_e^2}{2g} \quad \ldots\ldots \quad 456$$

ergeben; die Widerstandshöhe $h_s = \zeta_s \frac{c_s^2}{2g}$ ist nach früheren leicht zu bestimmen, die Geschwindigkeiten c_e und c_s werden gewöhnlich gleich groß und zu etwa 1 bis 3 m angenommen. Jedenfalls muß H_e positiv werden.

Wird die Pumpe derart angeordnet, daß das zu fördernde Wasser nicht angesaugt wird, sondern mit Gefälle zufließt (vgl. Fig. 664 bis 669), so ist letzteres in Gleichung 456 durch — H_s einzuführen.

Die Geschwindigkeit, mit der das Kraftwasser aus der Düse strömt, ergibt sich aus

$$H_k + A = H_e + \frac{c_k^2}{2g} + h_f \quad \ldots \ldots \quad 457$$

Die Widerstandshöhe $h_f = \zeta_f \frac{c_f^2}{2g}$ ist wieder nach früherem zu bestimmen, wobei die Geschwindigkeit c_f nicht zu groß, etwa 1 bis 2 m genommen wird. Da bei zweckmäßiger Anordnung aus Gleichung 457 sich c_k stets größer als c_f berechnet, so ergibt sich die Verengung der Kraftwasserzuleitung in eine Düse, deren Querschnitt gegebenenfalls wieder geregelt wird, wie es z. B. bei der in Fig. 666 dargestellten, auch für Kraftwasserbetrieb ausgeführten Körting'schen Pumpe mittelst eines stiftartigen Ventiles, bei der durch Fig. 670 und 671 verdeutlichten Pumpe von Nagel & Kaemp durch die stellbare Klappe geschieht.

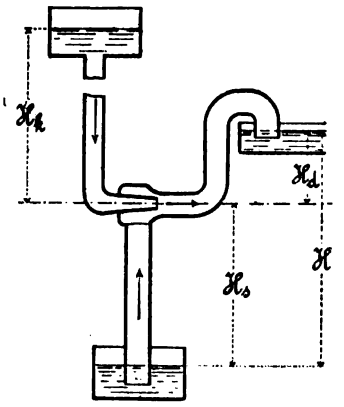


Fig. 672.

Da wegen der sehr gut abgerundeten Ausströmungsöffnung von einer Zusammenziehung der Strahlen beim Ausfluß abgesehen werden kann, so ist

$$Q = f_s c_s = f_e c_e \quad \ldots \ldots \quad 458$$

und

$$Q_k = f_f c_f = f_k c_k \quad \ldots \ldots \quad 459$$

Die beiden Wasserströme, deren Geschwindigkeiten c_e und c_k betragen, vereinigen sich nun und fließen mit gemeinsamer Geschwindigkeit c_d entweder unmittelbar durch das Ausflußrohr ab, wenn die Pumpe nur saugend wirkt, oder erheben sich im Steigrohr, wenn Druckwirkung bezweckt wird.

Im ersten Falle wird die Geschwindigkeit c_a, mit welcher das Wasser dem Ende des Ausflußrohres entströmt, vielfach kleiner als c_d genommen, und durch allmählichen Übergang vom Querschnitt f_d auf denjenigen f_a die Geschwindigkeit c_d allmählich in diejenige c_a übergeführt (vgl. z. B. Fig. 664), so daß letztere recht klein wird, damit der Arbeitsverlust, welcher durch die lebendige Kraft des ausströmenden Wassers entsteht, möglichst gering ausfällt.

Bei Pumpen mit Druckwirkung wird dagegen $c_a = c_d$ gewöhnlich gleich oder etwas größer als c_s gewählt.

Die entsprechenden Querschnitte f_d und f_a ergeben sich aus

$$Q + Q_k = f_d c_d = f_a c_a \quad \ldots \ldots \quad 460$$

Bei dem Zusamentreffen des Kraftwassers und des angesaugten Wassers ändern jedoch beide plötzlich ihre Geschwindigkeiten und es entstehen dadurch die Stoßverluste $Q_k \frac{(c_k - c_d)^2}{2g}$ und $Q \frac{(c_e - c_d)^2}{2g}$.

Die Gleichsetzung der treibenden und widerstehenden Arbeitsgrößen für die Bewegung des vereinten Wasserstrahles ergibt daher:

$$Q_k \frac{c_k^2}{2g} + Q \frac{c_e^2}{2g} + (Q + Q_k) H_e$$

$$= (Q + Q_k) \left[H_d + A + h_d + \frac{c_a^2}{2g} \right] + Q_k \frac{(c_k - c_d)^2}{2g} + Q \frac{(c_e - c_d)^2}{2g} \quad 461$$

Durch Summierung der Gleich. 457 und 461 wird aber auch

$$Q_k \frac{c_k^2}{2g} + Q \frac{c_e^2}{2g} + (Q + Q_k) H_e = Q_k (H_k - h_f) + (Q + Q_k) A$$

$$- Q \left(H_s + h_s \right). \quad \ldots \ldots \quad 462$$

Aus Gleich. 461 und 462 wird demnach

$$Q_k \left(H_k - h_f - H_d - h_d - \frac{c_a^2}{2g} - \frac{(c_k - c_d)^2}{2g} \right)$$

$$= Q \left(H_s + h_s + H_d + h_d + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{(c_e - c_d)^2}{2g} \right) \quad \ldots \quad 463$$

Hierbei ist $H_k - H_d$ das wirkliche nutzbare Gefälle des Kraftwassers, $H_s + H_d = H$ die ganze Förderhöhe; bei den nur saugenden Pumpen ist entweder H_d gleich Null oder negativ einzuführen, letzteres, wenn das Abflußrohr von der Pumpe um H_d abwärts geneigt ist.

Aus Gleich. 463 ergibt sich

$$\frac{Q_k}{Q} = \frac{H + h_s + h_d + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{(c_e - c_d)^2}{2g}}{H_k - h_f - H_d - h_d - \frac{c_a^2}{2g} - \frac{(c_k - c_d)^2}{2g}} \quad \ldots \quad 464$$

Hieraus kann bei gegebener Fördermenge, Gefälle und Förderhöhe und berechneten Verlusthöhen der Kraftwasserverbrauch bestimmt werden.

Die Betriebsarbeit ist durch $Q_k (H_k - H_d) \gamma$ gegeben, die geleistete Nutzarbeit beträgt $Q H \gamma$; demnach ist der Wirkungsgrad der Wasserstrahlpumpe

$$\eta = \frac{Q H}{Q_k (H_k - H_d)}$$

$$= \frac{H_k - h_f - H_d - h_d - \frac{c_a^2}{2g} - \frac{(c_k - c_d)^2}{2g}}{\left(H + h_s + h_d + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{(c_e - c_d)^2}{2g} \right)} \cdot \frac{H}{(H_k - H_d)} \quad \ldots \quad 465$$

Dieser Wirkungsgrad η wechselt je nach dem Verhältnis des Kraftwassergefälles H_k zur Förderhöhe H; bei großem Unterschied von H_k und H, also bei geringer Förderhöhe und großer Fallhöhe, wird η kleiner als wenn letztere geringer ist.

Nach Angabe von Schäffer & Budenberg wird von den Pumpen der Bauart Fig. 664 bei dem gewöhnlich vorkommenden Wasserleitungsdruck von $3^1/_2$—4 Atmosphären eine Wassermenge gleich der Menge des Kraftwassers auf eine Höhe bis 4 m gefördert; nach Angaben Körtings kann man mit den in Fig. 666 dargestellten Pumpen bei 1 l Kraftwasser für verschiedene Verhältnisse $\frac{H_k}{H}$ die in folgender Tafel angegebenen Mengen fördern:

$\frac{H_k}{H}$	2	3	4	6	9	12,5	20	30	50	75	100
Fördermenge in l	0,3	0,7	1	1,4	2	2,5	3,3	4,4	6	7,5	9

Die nach Fig. 665 gebauten Pumpen geben etwas kleinere Leistungen.

Iben hat einige Körting'sche Wasserstrahlpumpen untersucht und die Ergebnisse im Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1880, S. 682, und 1885, S. 252 und S. 866, mitgeteilt. Es ergab sich für eine kleine Pumpe (Fig. 665) mit 10 cbm stündlicher Fördermenge folgendes:

Hubhöhe in m		1,5	2,8	5,25	9,08
Kraftwassergefälle in m		25—26	24—25	26	27
Kraftwasserverbrauch in cbm	in 1 Stunde	8,50	8,60	8,42	8,50
Gehobene Wassermenge in cbm	in 1 Stunde	11,48	9,40	6,66	2,60
Wirkungsgrad η		0,08	0,13	0,16	0,12

Eine größere Pumpe mit 80 mm weitem Saugrohr und 40 mm weiter Kraftwasserzuleitung ergab:

Hubhöhe in m	1,5	2,26	3,0	4,0	4,5	5,0	5,57	6,62
Kraftwasserdruck in m, an der Pumpe	20,4	19,5	19,0	18,2	17,8	17,5	17,0	16,2
Kraftwasserverbrauch in cbm in	15,2	14,6	13,72	14,21	13,41	13,87	13,98	13,6
Gehobene Wassermenge in cbm 1 Stunde	24,0	20,5	17,05	13,62	11,29	9,25	7,37	3,32
Wirkungsgrad η	0,12	0,17	0,20	0,21	0,23	0,19	0,17	0,10
Kraftwasserverbrauch, um 1 cbm auf 1 m zu heben	0,42	0,30	0,27	0,26	0,27	0,30	0,34	0,62

Bei 7,6 m Hubhöhe arbeitete die Pumpe nicht mehr.

Aus diesen Ergebnissen folgert Iben:

1. der Kraftwasserverbrauch ist nahezu gleich groß; er wurde bei wachsender Förderhöhe geringer, jedoch lag dies daran, daß die Pumpe zur Erzielung größerer Saughöhen allmählich in höhere

Lage gebracht werden mußte, infolgedessen eine Abnahme des zur Verfügung stehenden Gefälles eintrat;

2. die gehobene Wassermenge vermindert sich mit wachsender Saughöhe;
3. der Kraftwasserverbrauch war bei 4 bis 4,5 m Saughöhe am geringsten, der Wirkungsgrad dann am größten.

Diese Pumpe brauchte, als sie nur drückend verwendet wurde,

0,25 cbm Kraftwasser bei 3,7 m Hubhöhe und
1,25 „ „ „ 7,05 „ „ ,

um 1 cbm auf 1 m zu heben.

Iben bemerkt hierzu, daß der Wirkungsgrad bei kleinerem Kraftwassergefälle gewiß größer geworden wäre, wenn man den Wasserzufluß hätte regeln können, wie dies bei Anbringung einer Spindel möglich ist; dann hätte mit einer kleinen Kraftwassermenge dieselbe Fördermenge erzielt werden können, Iben hat noch eine besonders große Wasserstrahlpumpe mit 0,2 m weitem Saug- und Druckrohr untersucht und folgendes gefunden:

Hubhöhe in m	4,17	4,17	4,17	4,17	4,17	3,30	3,43	3,45
Kraftwasserdruck, an der Pumpe gemessen, in m	17,0	17,0	17,5	21,0	21,0	15,5	19,0	20.5
Kraftwasserverbrauch in cbm in	61,0	59,25	61,00	67,50	67,20	56,15	61,60	64,30
Gehobene Wassermenge in cbm in 1 Stunde	53,0	49,95	50,20	84,00	82,80	55,44	75,80	82,30
Wirkungsgrad η	0,21	0,21	0,20	0,25	0,25	0,21	0,22	0,22
Kraftwasserverbrauch, um 1 cbm auf 1 m zu heben	0,28	0,28	0,29	0,19	0,19	0,31	0,24	0,23

Stoßweise wirkende Wasserstrahlpumpen.

Der hydraulische Widder oder Stoßheber wurde schon 1796 von Montgolfier erfunden; diese ursprüngliche Einrichtung hat in ihren Einzelheiten im Laufe der Jahre manche Verbesserung erfahren. Es werden hydraulische Widder mit Druck- oder mit Saugwirkung gebaut, auch wurde versucht, zwei Pumpen dieser Art behufs Erzielung einer Doppelwirkung derart zu vereinigen, daß sie ein gemeinschaftliches Steig- bezw. Saugrohr besitzen.

Eine der gebräuchlichsten Einrichtungen des hydraulischen Widders mit Druckwirkung ist in Fig. 673 und 674 dargestellt. Die Kraftwasserzuleitung ist bei A an ein feststehendes Gehäuse angeschlossen, von welchem bei B das Druckrohr abführt.

Ferner sitzt auf dem Gehäuse ein der vorliegenden Pumpe eigentümliches Ventil D, welches Stoß-, Schlag- oder Sperrventil genannt wird. Über dem Gehäuse wird ein Windkessel E angebracht. Das Stoßventil D kann verschieden gestaltet werden; eine häufig ausgeführte Form zeigen

Fig. 675 und 676 in größerem Maßstabe. Die Verbindung zwischen Windkessel E und Zuleitung A wird durch ein selbsttätiges Druckventil F gesteuert.

Zur Inbetriebsetzung ist es nötig, das Sperrventil D durch Niederdrücken zu öffnen, damit das Kraftwasser durch die Öffnungen entweichen kann. Dies erfolgt mit einer gewissen Geschwindigkeit und das abströmende Kraftwasser preßt gegen das Ventil D, welches oben durch den Luftdruck belastet ist; sobald also das Niederdrücken aufhört, wird das Ventil durch den von unten wirkenden Überdruck geschlossen. Das in Bewegung befindliche Wasser besitzt nun ein gewisses Arbeitsvermögen, mit welchem es gegen das Druckventil F strömt, da der Weg durch das

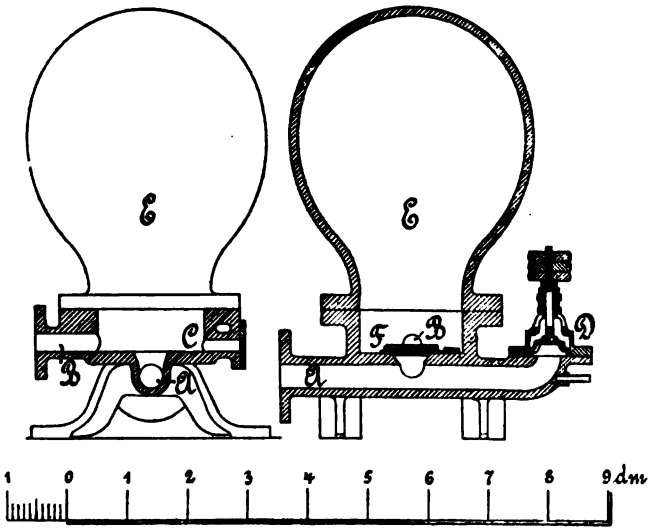


Fig. 673 u. 674.

Sperrventil D geschlossen ist. Es wird also F aufgestoßen, das Wasser tritt in den Windkessel E, preßt dessen Luftinhalt zusammen und strömt unter dem Druck des letzteren nach der Steigleitung, an deren Ende eine gewisse Wassermenge austritt, bis der Stoß des beim Schluß des Sperrventiles in Bewegung befindlichen Wassers beendet ist, also das Arbeitsvermögen desselben durch die infolge der Hebung nach dem Steigrohr B erfolgte Leistung aufgezehrt ist. Dann wird während eines Augenblickes Gleichgewicht bestehen und hierauf der Windkesseldruck die hydrostatische Pressung des Wassers im Fallrohre A überwinden, so daß unter dem Überdrucke eine Rückbewegung in der ganzen Leitung eintritt. Die Rückbewegung im Steigrohr B wird durch das sich sofort schließende Druckventil F gehindert; jedoch wird in dem Gehäuse und dem Fallrohr A

während eines Augenblickes eine Rückbewegung entstehen, also, da aus E kein Wasser nachfließen kann, die Pressung im Gehäuse, somit auch unter dem Stoßventile D, erheblich abnehmen; infolgedessen vermögen der das letztere belastende Luftdruck und das Eigengewicht das Ventil zu öffnen, so daß das im Fallrohr unmittelbar hierauf sich wieder vorwärts bewegende Wasser durch D ausströmen kann und dann letzteres durch wachsenden Druck wieder schließt, also ein neues Spiel beginnt.

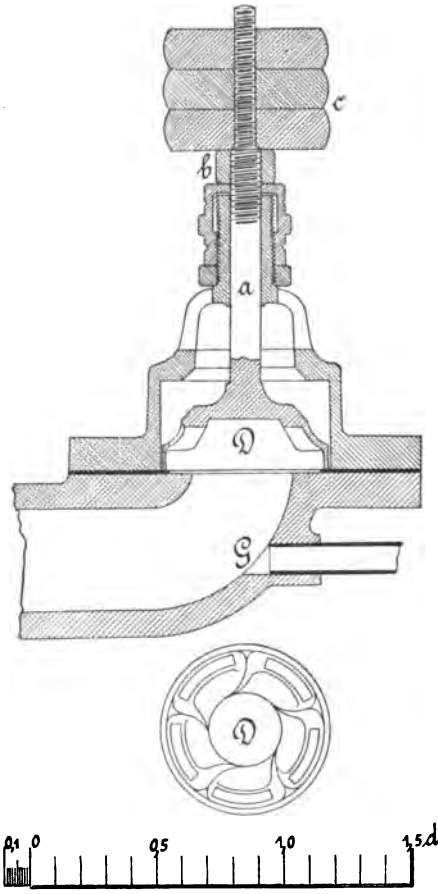


Fig. 675 u. 676.

Es sei hier ausdrücklich bemerkt, daß bei dem hydraulischen Widder von dem Beharrungsvermögen der bewegten Flüssigkeitsmasse zur Förderung Gebrauch gemacht wird, während man bei den Kolbenpumpen diese Förderungsweise zu vermeiden sucht.

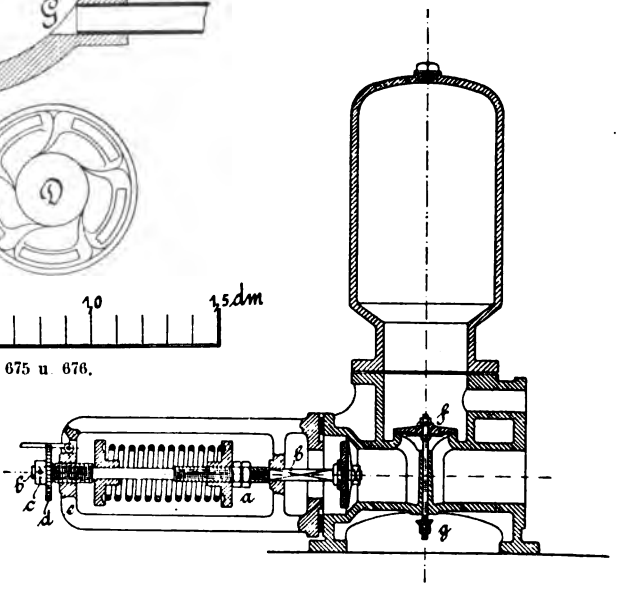


Fig. 677.

Der Schluß des Sperrventiles D durch den Wasserüberdruck wird nach der Eröffnung durch den Luftdruck und das Eigengewicht um so schneller erfolgen, je geringer letzteres und je günstiger die Form der unteren, vom Wasser getroffenen Fläche des Ventiles ist. Es wird also die Schnelligkeit des Ganges wesentlich von der Belastung des Ventiles herrühren. Im allgemeinen wird es, um ein rasches Arbeiten des Stoßhebers zu erhalten, zweckmäßig sein, das Sperrventil leicht zu machen,

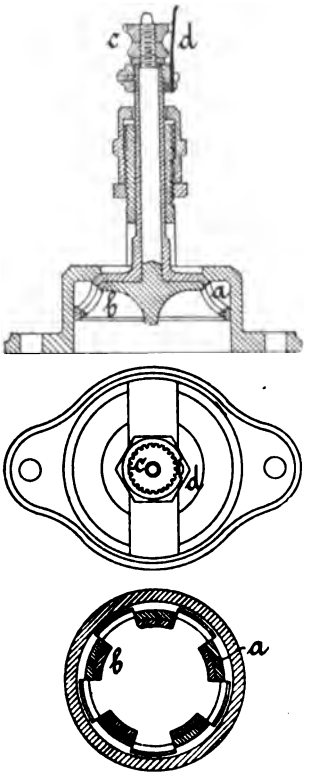


Fig. 678–680.

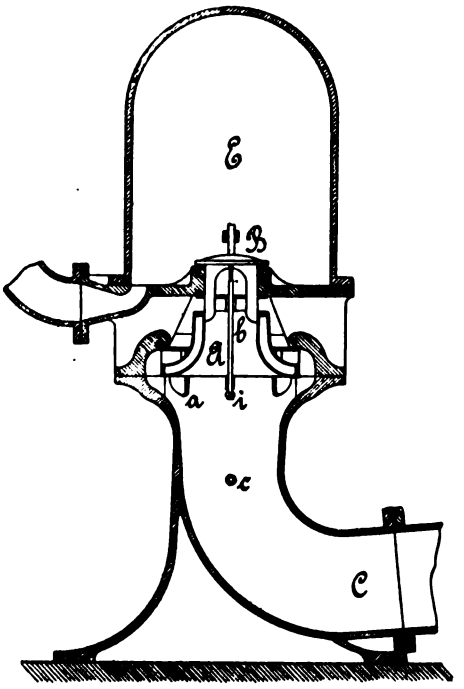


Fig. 681.

wie dies z. B. durch die in Fig. 681 dargestellte Hohlform erreicht ist. Zur Regelung der Hubzahl kann das Ventil mehr oder weniger durch aufgelegte Gewichte belastet werden; wenn das Ventil durch eine Feder angepreßt wird, so läßt sich die Spannung derselben ändern (vgl. Fig. 677).

Die Regelung des Sperr- oder Stoßventiles für veränderliche Aufschlagwassermenge oder veränderliches Gefälle kann in verschiedener Weise geschehen. Es kann der Hub des Stoßventiles durch eine Stellmutter b (vergl. Fig. 675) verändert werden,

wobei dafür zu sorgen ist, daß bei der Abwärtsbewegung des Ventils nicht dieses, sondern die Mutter sich zuerst aufsetzt.

Baer & Co. in Zürich bauen hydraulische Widder, deren Stoßventil durch eine Spiralfelder belastet ist, wie Fig. 677 veranschaulicht. Der Druck dieser Feder kann durch Anziehen oder Zurückdrehen der Schraubenmuttern a geändert werden; hierdurch läßt sich die Zahl der Schläge, welche das Ventil in einer Minute ausführt, einstellen. Ferner ist der Ventilhub dadurch regelbar (erlosch. D. R. P. Kl. 59, Nr. 34679), daß auf dem Ende der Ventilstange b ein Stellring c befestigt ist, der beim Öffnen des Ventils gegen eine mit Einschnitten versehene Scheibe d stößt, die mittelst des an ihr befindlichen, durch den Gestellbügel e gehenden Gewindes verstellt und durch eine Klinke an unbeabsichtigter Verdrehung gehindert werden kann. Auch das Druckventil f kann entsprechend der Förderhöhe geregelt werden, wozu dasselbe so eingerichtet ist, daß die Ventilstange durch das Gehäuse geht und außen eine Stellmutter g trägt, durch welche der Ventilhub eingestellt werden kann (erlosch. D.R.P. Kl. 59 Nr. 54142).

Die Dresdener Fabrik für Gas- und Wasseranlagen versieht das Ventil a (vergl. Fig. 678 bis 680) mit einem von außen drehbaren Schieber b (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 14538). Durch Verdrehen des Schiebers können die Öffnungen des Ventils mehr oder weniger durch den Schieber überdeckt werden, wodurch der Durchgangsquerschnitt des Ventils verändert wird. Zur Sicherung der gegenseitigen Stellung von Schieber und Ventil ist an dem Ventil die Feder d angebracht, welche in entsprechende Einschnitte der mit dem Schieber fest verbundenen Mutter c einschnappt.

F. Türcke hat für den vorgenannten Zweck das Stoßventil kolbenförmig gestaltet (erlosch. D. R. P. Kl. 59, Nr. 44319); für den Wasserdurchfluß sind in dem Ringteil des Kolbenkörpers und in dem umgebenden Gehäuse Durchbrechungen vorhanden; durch Verdrehen des Ventiles gegen das Gehäuse decken sich diese Öffnungen mehr oder weniger, so daß die Durchflußquerschnitte wie bei der vorbesprochenen Bauart verändert werden.

In anderer Weise hat Schabaver eine Regelung für veränderliche Aufschlagwassermenge angeordnet. Es sind je zwei oder mehrere Stoß- und Druckklappen angebracht, deren Ganggeschwindigkeit durch Einstellung der Spannung der sie belastenden Blattfedern geändert werden kann. Bei verminderter Wassermenge wird nur je eine, nötigenfalls werden mehrere Stoß- und Druckklappen außer Wirksamkeit gesetzt, indem sie durch Schrauben fest auf die Sitze gepreßt werden. Eine Ausführungsform dieser Regelungseinrichtungen ist im Praktischen Maschinenkonstrukteur 1893, S. 29, mitgeteilt.

Um den Stoß des Wassers auf die zwischen Ausfluß und Druckventil befindliche, im gegebenen Augenblicke ruhende Wassermasse zu mindern, ist es zweckmäßig, Sperr- und Druckventil möglichst nahe zusammen anzuordnen. Eine solche Einrichtung hat Herm. Fischer für ein städtisches Wasserwerk entworfen (vgl. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1877, S. 429) und ist dieselbe in Fig. 681 verdeutlicht.

Das Sperrventil A ist hohl und mit Doppelsitz eingerichtet; in offenem Zustande ruht es auf 8 Nasen a und wird durch gleichviel Leisten und durch die Flügel des Druckventils B geführt. Die Ventilsitze werden von Gummiringen gebildet. Um den erwähnten Stoß, der ohnehin nur die geringe, im Hals b befindliche Wassermasse trifft, noch mehr zu mildern, ist vom Fallrohr C, welches 1 m Durchmesser erhalten sollte, ein enges Rohr c nach oben in einen Kasten geführt, der in Fig. 682 in größerem Maßstabe verdeutlicht ist.

Dieser Kasten ist durch zwei wagerechte Wände in drei Teile, d, e und f, zerlegt, welche miteinander nach Öffnen der Klappen g und h in Verbindung treten. Der obere Teil d ist mit dem Raume unter dem Ventil B durch die Leitung i verbunden. Sobald nun das Sperrventil A sich schließt, also die stoßende Wirkung eintritt, wird in c Wasser hochgetrieben, hierdurch die in c und f befindliche Luft zusammengepreßt und damit die Klappe h geöffnet, so daß Luft nach e tritt. Nach Aufhören des Stoßes tritt diese Luft durch die Klappe g nach dem Kastenteil d, also auch in die Leitung i und damit unter das Venil B. Dort dient sie zunächst als Polster für den Wasserstoß und dann zum Ersatze der aus dem Windkessel E etwa entweichenden Luft. Die vorbeschriebene Einrichtung hat bei einer kleineren Ausführung ihren Zweck erfüllt.

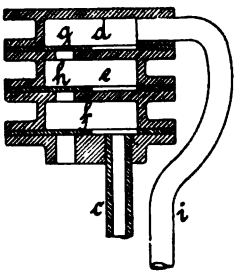


Fig. 682.

Eine andere Einrichtung ähnlicher Art hat sich Wilhelm Böhm in Stuttgart patentieren lassen (erlosch. D. R. P. Kl. 59, Nr. 29 339). Das Sperrventil ist als Ventilkolben gebildet, der in einem mit seitlichen Öffnungen versehenen kurzen Zylinder sich lotrecht bewegen kann. Auf dem oberen Ende des letzteren liegen zwei Druckklappen. Das unten zuströmende Wasser öffnet zunächst das Kolbenventil und fließt seitlich aus, hebt hierauf den Kolben, der die Öffnungen abschließt, und strömt dann durch die Druckklappen.

Zur Abschwächung der infolge der plötztlichen Auf- und Niederbewegung des Sperrventiles eintretenden Stöße wird auch empfohlen, über der Mündung des Fallrohres A in dem Windkessel E (vgl. Fig. 673) einen zweiten kleinen Windkessel anzuordnen, an dem seitlich das Druckventil in Gestalt von zwei hängenden Druckklappen angebracht wird (vergl.

Fig. 683). Der Luftinhalt dieses zweiten Windkessels nimmt dann die Wasserstöße auf.

Das Druckventil wird gewöhnlich als Lederklappe (Fig. 673), Kugel- oder Tellerventil (Fig. 677) ausgeführt; es wird auch mit einstellbarer Federbelastung und verstellbarem Hub versehen.

Gebräuchliche Formen des Sperrventiles zeigen die Fig. 673—680. Die Belastung des Ventils kann mittelst aufgelegter Gewichte oder durch Federn, der Hub durch eine Stellmutter geregelt werden. Ein mit Gewichtsbelastung ausgerüstetes Ventil zeigen Fig. 675 u. 676 nach einer Zeichnung im Prakt. Masch. Konstr. 1880 S. 466; dasselbe ist, wie der Grundriß verdeutlicht, mit schraubenförmigen Flügeln versehen, so daß das durchströmende Wasser auch eine Verdrehung des Ventils erzeugt, dieses also stets in veränderter Lage aufschlägt; hierdurch soll die Abnutzung der Sitzfläche gleichmäßiger erhalten und das leichtere Wegschieben dazwischen gekommener Sandkörnchen bewirkt werden.

Um die Pumpe gegen Einfrieren zu schützen, ist ein Ablaßröhrchen anzubringen, welches mit einem Absperrhahn zu versehen ist, auch ist es zweckmäßig, den Widder in einer Vertiefung aufzustellen, so daß die Röhren etwa 1 m tief in den Erdboden zu liegen kommen; der Widder selbst ist dann mit einem Holzgehäuse zu umkleiden.

Auch wird empfohlen, in das Fallrohr eine Abschlußvorrichtung einzuschalten.

Um die vorhandene Gefällhöhe vollständig auszunützen, kann das Stoßventil unter Wasser oder nach Angabe von H. Henne (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 44757) in ein geschlossenes Gehäuse gesetzt werden, das durch ein mit Ventil zur Regelung der abfließenden Wassermenge versehenes Rohr mit dem Unterwasser in Verbindung steht.

Bei der Ingangsetzung muß das Sperrventil mehrmals geöffnet werden, bis das Steigrohr sich gefüllt hat. Die Außerbetriebsetzung erfolgt einfach dadurch, daß das Sperrventil kurze Zeit in geschlossenem Zustande festgehalten wird.

Bei hohem Gefälle und länger dauerndem Betrieb wird die Luft des Windkessels allmählich sich mit dem Wasser nach dem Druckrohr entfernen, so daß endlich der Widder zu wirken aufhören würde. Um dies zu vermeiden, kann im Fallrohr kurz vor dem Gehäuse oder an demselben eine kleine mit nach innen sich öffnendem Ventil, sogenanntem Schnarchventil, versehene Öffnung angebracht werden, durch welche jedesmal bei der beschriebenen Rückbewegung des Wassers etwas Luft angesaugt wird, die dann nach dem Windkessel gelangt und den Luftinhalt desselben stetig ergänzt. Vielfach wird das erwähnte Rückschlagventil auch weggelassen, dann strömt allerdings fast stetig etwas Wasser aus dem Loch.

Der hydraulische Widder mit Druckwirkung kann stets dann Anwendung finden, wenn Wasser von geringem Druck im Überfluß vor-

handen ist, also ein geringes Gefälle aus einem Teich, fließendem Gewässer u. dgl. zur Verfügung steht. Es wird der Stoßheber daher vielfach für die Förderung von Wasser nach hochgelegenen Gebäuden und für Bewässerungszwecke benutzt und bildet dann eine einfache, selbsttätig arbeitende, nahezu betriebssichere Pumpe.

Die Firma Christian Hilpert in Nürnberg, sowie die Kommanditgesellschaft W. Garvens in Hannover bauen hydraulische Widder in 5 Größen für eine Aufschlagwassermenge von 0,003 bis 0,094 cbm in der Minute; Baer & Co. in Zürich bauen 4 Größen für 0,005 bis 0,25 cbm Aufschlagwasser. Die Kraftwasserzuleitung (das Triebrohr) wird zweckmäßig nicht länger als 20 m genommen.

Der Stoßheber mit Saugwirkung hat nur selten Ausführung gefunden. Die Einrichtung ist derart, daß vom Boden des Kraftwasserbehälters ein Rohr niedergeht, in welches seitlich das Saugrohr mündet. In letzterem ist ein Saugventil angeordnet; am oberen Ende des Fallrohres befindet sich das Sperrventil. Wird dieses geöffnet, so fließt Wasser aus dem Behälter durch das Fallrohr nach dem Abflußkanal. Hat hierbei die Geschwindigkeit dieser Bewegung eine gewisse Größe erreicht, so wird das Sperrventil von dem darüber stehenden Wasser niedergedrückt und geschlossen. Nun kann aus dem Behälter kein Wasser mehr nachfolgen, es wird daher das im Fallrohr noch sich abwärts bewegende Wasser neues ansaugen, indem der Überdruck des auf dem Saugrohr angeordneten, mit verdünnter Luft erfüllten Saugwindkessel das Saugventil öffnet. Die Saugwirkung dauert nun so lange, bis das Arbeitsvermögen des Wassers im Fallrohr aufgezehrt ist und, da der Wasserspiegel im Abflußkanal höher als im Saugbehälter steht, im genannten Rohre eine Rückwärtsbewegung eintritt. Dann schließt sich das Saugventil, das Wasser hebt das Sperrventil und das Spiel beginnt von neuem. Eine von Leblanc angegebene Einrichtung eines doppelten saugenden Stoßhebers findet sich in Weisbachs Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, III. Teil, 2. Abt. S. 1011 abgebildet.

Berechnung der stoßweise wirkenden Wasserstrahlpumpen.

Eine genaue und allgemein gültige rechnerische Feststellung aller bei der Wirkung des hydraulischen Widders auftretenden Vorgänge führt zu einer umständlichen und praktisch doch wertlosen Entwickelung, da diese nur unter Einführung von Erfahrungszahlen aufgestellt werden kann und solche nahezu völlig fehlen, denn die von Eytelwein u. a. ausgeführten zahlreichen Versuche gelten immer nur für eine bestimmte Einrichtung des hydraulischen Widders.

Für die Berechnung von Ausführungen genügt es, eine annähernd gültige Theorie zu benutzen und im übrigen die durch die Erfahrung

gegebenen Regeln zu beachten. Solche vereinfachte Berechnungsmethoden finden sich z. B. in Herrmanns Bearbeitung der Weisbach'schen Mechanik III. Teil, 2. Abt. S. 1015 und in Poillons Werk: Pompes et Machines à élever les eaux II. Band S. 196. Die folgende, für den hydraulischen Widder mit Druckwirkung gültige Entwickelung stützt sich im wesentlichen auf die von Herrmann gegebene Theorie und gilt nur unter gewissen Vereinfachungen. Hierfür seien folgende Bezeichnungen gewählt (vgl. Fig. 683):

Q_k, Q_v, Q die in der Sekunde dem Zuflußbehälter, dem Sperrventil und der Steigrohrmündung entströmende Wassermenge,

H_d Förderhöhe, gemessen bis zum Wasserstand im Zuflußbehälter,

H_k Gefälle des Aufschlagwassers, gemessen bis zum Sperrventil,

F_k, L_k Querschnitt und Länge der Zuflußleitung,

F_d Querschnitt der Steigleitung.

Die übrigen Bezeichnungen ergeben sich aus nachfolgendem.

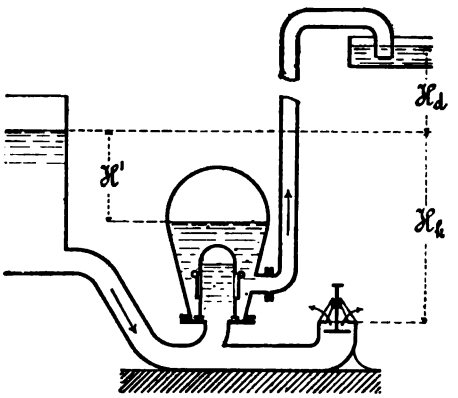


Fig. 683.

Wenn das Sperrventil sich öffnet, so wird durch den Druck H_k die in der Zuleitung in Ruhe befindliche Wassermasse $\frac{F_k L_k \gamma}{g}$ in nahezu gleichförmig beschleunigte Bewegung versetzt; die Beschleunigung ergibt sich aus

$$b_1 = \frac{F_k (H_k - h_k)\gamma}{F_k L_k \gamma} g = \frac{H_k - h_k}{L_k} g; \quad \ldots \quad 466$$

hierbei bedeutet h_k die bei der Bewegung im Zuflußrohr entstehende Widerstandshöhe. Die Geschwindigkeit, welche die Masse nach t_1 Sekunden annimmt, ist

$$v_1 = b_1 t_1 = \frac{H_k - h_k}{L_k} g t_1; \quad \ldots \quad 467$$

da die Widerstände der von Null bis v_1 wachsenden Geschwindigkeit entsprechen, so kann

$$h_k = \zeta_k \frac{v_1^2}{2g}$$

gesetzt werden; ζ_k bedeutet dabei die nach früherem zu berechnende Vorzahl.

Es sei nun t_1 die Zeit in Sekunden, während welcher das Sperrventil offen ist, so setzt sich t_1 aus den Zeiten t_1' und t_1'' zusammen; t_1' verstreicht vom Beginn der Eröffnung bis zum Eintritt des Gleichgewichtszustandes zwischen der Belastung des Ventils, welche dasselbe geöffnet erhält, und dem hydraulischen Überdruck, welcher dasselbe zu schließen sucht. Es sei hier daran erinnert, daß die Beziehung zwischen dieser Belastung und dem hydraulischen Druck durch Bach für den umgekehrten Fall bei einigen Ventilarten ermittelt wurde (vgl. S. 133), wobei die Belastung das Ventil zu schließen sucht und der hydraulische Druck dasselbe offen halten will. Solche Versuche, wie sie Bach für die Kolbenpumpenventile angestellt, fehlen hier; Poillon gibt wohl eine Formel für den obengenannten Gleichgewichtszustand, doch ist diese anscheinend nicht auf Versuche gegründet, ferner nur für eine bestimmte und selten angewendete Ventilanordnung gegeben, also für eine allgemeinere Berechnung wertlos.

Die Wassermengen, welche während der Zeiten t_1' und t_1'' aus dem Sperrventil fließen, werden etwa gleich $\varphi F_v \frac{v_1'}{2} t_1'$ und $\varphi F_v \frac{v_1' + v_1}{2} t_1''$ sein, wenn v_1' die nach der Zeit t_1' entstehende Geschwindigkeit, F_v den freien Durchgangsquerschnitt, φ eine der Kontraktion Rechnung tragende Vorzahl bedeutet.

Die gesamte durch das Sperrventil ausfließende Wassermenge ist demnach

$$q_1 = \varphi F_v \left(\frac{v_1'}{2} t_1' + \frac{v_1' + v_1}{2} t_1'' \right) \quad \ldots\ldots \quad 468$$

Wenn, wie es zweckmäßig ist, $\varphi F_v = F_k$ genommen wird, also F_v etwas größer als F_k gemacht wird, so kann annäherungsweise

$$q_1 = F_k \frac{v_1}{2} t_1 = F_k \frac{(H_k - h_k) g t_1^2}{L_k \quad 2} \quad \ldots\ldots \quad 469$$

gesetzt werden.

Sobald das Sperrventil sich schließt, entspricht der Wasserdruck auf das Druckventil ungefähr der Höhe $(H_k - h_k)$ und muß dieser imstande sein, das Druckventil zu öffnen und die darüber befindliche Flüssigkeitsmasse $\frac{\gamma F_d L_d}{g}$ in Bewegung zu setzen. Letztere wird nahezu gleichförmig verzögert erfolgen, da der auf die treibende Masse wirkende Gegendruck die

Geschwindigkeit vermindert. Die Verzögerung kann nun, unter der Voraussetzung, daß die Wassermasse im Steigrohr klein in Hinsicht auf die im Zuflußrohr ist, gleich

$$b_2 = \frac{F_k (H_d - h_d)\gamma}{L_k F_k \gamma} g = \frac{H_d - h_d}{L_k} g \quad \ldots \quad 470$$

gesetzt werden, wenn h_d die den Reibungswiderständen im Steigrohr entsprechende Wasserhöhe bezeichnet.

Die Wassermasse in dem Zuflußrohr kommt allmählich wieder zur Ruhe und zwar nach einer Zeit t_2, welche sich aus

$$0 = v_1 - b_2 t_2$$

zu

$$t_2 = \frac{H_k - h_k}{H_d - h_d} t_1 \quad \ldots \quad 471$$

ergibt.

Während der Zeit t_2 strömt aber Wasser durch das Druckventil in den Windkessel, jedoch mit abnehmender Geschwindigkeit. Diese Wassermenge q_2 ergibt sich daher aus

$$q_2 = F_k \frac{v_1}{2} t_2 = \frac{F_k (H_k - h_k)^2}{L_k (H_d - h_d)} \frac{g t_1^2}{2} \quad \ldots \quad 472$$

Infolge des fortdauernden Gegendrucks der Wassersäule im Steigrohr wird nun das Wasser sich rückwärts bewegen; bleibt hierbei das Steigventil noch während der Zeit t_3 offen, so erlangt die Wassermasse eine Geschwindigkeit

$$v_2 = \frac{H_d - h_d}{L_k} g t_3,$$

so daß eine Wassermenge

$$q_3 = \frac{F_k (H_d - h_d)}{L_k} \frac{g t_3^2}{2} \quad \ldots \quad 473$$

wieder aus dem Windkessel zurückfließt.

Nach Ablauf der Zeit t_3 schließt sich das Druckventil und öffnet sich das Sperrventil; das Wasser im Zuflußrohr kommt allmählich nach der Zeit t_4 zur Ruhe und es beginnt ein neues Spiel.

Die Zeit t_4 ergibt sich daraus, daß das sich rückwärts bewegende Wasser durch den Gegendruck $(H_k - h_k)$ verzögert wird; also ist

$$0 = v_2 - b_3 t_4,$$

die Verzögerung b_3 ergibt sich aus

$$b_3 = \frac{F_k (H_k - h_k)\gamma}{F_k L_k \gamma} g, \quad \ldots \quad 474$$

also wird

$$t_4 = \frac{(H_d - h_d)}{(H_k - h_k)} t_3. \quad \ldots \quad 475$$

Mündet das Sperrventil unter Wasser, so wird während der Zeit t_4 eine Wassermenge q_4 wieder zurückgesaugt, welche sich aus

$$q_4 = \frac{F_k v_2 t_4}{2} = \frac{F_k (H_d - h_d)^2 g t_3^2}{L_k (H_k - h_k) 2} \quad \ldots\ldots 476$$

ergibt.

Die in einer Sekunde dem Zuflußbehälter entnommene Wassermenge beträgt

$$Q_k = \frac{q_1 + q_2 - q_3 - q_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}, \quad \ldots\ldots 477$$

die in gleicher Zeit tatsächlich nach dem Steigrohr gehobene Wassermenge ist

$$Q = \frac{q_2 - q_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}, \quad \ldots\ldots 478$$

und die aus dem Sperrventil geflossene Wassermenge beträgt

$$Q_v = \frac{q_1 - q_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}. \quad \ldots\ldots 479$$

Wenn das Sperrventil nicht unter Wasser steht, also ein Zurücksaugen an Wasser nicht stattfinden kann, so ist q_4 gleich Null zu setzen.

Die Anzahl n der in der Minute erfolgenden Spiele ist

$$n = \frac{60}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4};$$

für eine Überschlagsrechnung kann t_3 und t_4 vernachlässigt werden.

Der Wirkungsgrad η ergibt sich als

$$\eta = \frac{(q_2 - q_3) H_d}{(q_1 - q_4) H_k}$$

$$= \frac{\left[\frac{(H_k - h_k)^2}{H_d - h_d} t_1^2 - (H_d - h_d) t_3^2\right] H_d}{\left[(H_k - h_k) t_1^2 - \frac{(H_d - h_d)^2}{H_k - h_k} t_3^2\right] H_k} = \frac{H_k - h_k}{H_d - h_d} \frac{H_d}{H_k}. \quad 480$$

Findet ein Zurücksaugen nicht statt, so ist

$$\eta = \frac{(q_2 - q_3) H_d}{q_1 H_k} = \frac{H_d}{H_k} \left[\frac{(H_k - h_k)}{(H_d - h_d)} - \frac{(H_d - h_d)}{(H_k - h_k)} \left(\frac{t_3}{t_1}\right)^2\right]. \quad 481$$

Der Wirkungsgrad wird danach um so größer, je kleiner das Verhältnis $\frac{H_d}{H_k}$ und je kürzer die Zeit t_3 ist, während welcher bei der Rückbewegung des Wassers das Sperrventil noch offen steht. Für eine Überschlagsrechnung können q_3, q_4, t_3, t_4 gegen die viel größeren Werte q_1, q_2, t_1, t_2 vernachlässigt werden; dann ist

$$Q = \frac{F_k}{L_k}\left[\frac{(H_k - h_k)^2}{(H_k - h_k) + (H_d - h_d)}\right]\frac{g t_1}{2}, \quad \ldots \quad 482$$

$$Q_v = \frac{F_k}{L_k}\left[\frac{(H_k - h_k)(H_d - h_d)}{(H_k - h_k) + (H_d - h_d)}\right]\frac{g t_1}{2}, \quad \ldots \quad 483$$

also

$$\frac{Q}{Q_v} = \frac{H_k - h_k}{H_d - h_d} \quad \ldots \quad 484$$

und

$$Q_k = Q + Q_v = \frac{F_k}{L_k}(H_k - h_k)\frac{g t_1}{2} = F_k \frac{v_1}{2}. \quad \ldots \quad 485$$

Versuche mit hydraulischen Widdern sind hauptsächlich von Eytelwein angestellt worden; derselbe hat daraus für den Wirkungsgrad die empirische Formel

$$\eta = 1{,}12 - 0{,}2\sqrt{\frac{H_d}{H_k}}$$

ermittelt, welche folgende Werte gibt:

$\frac{H_d}{H_k}$	1	2	3	4	5	6	8	10	12	15	20
η	0,92	0,84	0,77	0,72	0,67	0,63	0,56	0,49	0,43	0,35	0,23

Hieraus ist ersichtlich, daß der Wirkungsgrad mit wachsendem $\frac{H_d}{H_k}$ erheblich abnimmt.

Nach Eytelwein ist ferner die Weite D_k der Zuflußleitung

$$D_k = 0{,}3\sqrt{60 Q_k}; \quad \ldots \quad 486$$

die Länge derselben soll durch

$$L_k = H_d + 0{,}3\frac{H_d}{H_k} \quad \ldots \quad 487$$

bestimmt werden.

Ferner schließt der Genannte aus den angestellten 1123 Versuchen, daß die Weite D_d der Druckleitung untergeordneten Einfluß auf die Wirkung der Pumpe hat; es genügt, wenn man $D_d = \frac{1}{2} D_k$ macht; der freie Querschnitt des Sperrventiles ist gleich dem der Zuflußleitung zu machen; dieses Ventil soll möglichst leicht sein; es kann unter Wasser stehen, ohne daß die Leistung beeinträchtigt wird; Sperr- und Druckventil sollen möglichst nahe aneinander angeordnet werden; die Anbringung eines Windkessels ist zweckmäßig, da dadurch die schädlichen Erschütterungen der Wasserstöße abgeschwächt werden; es ist hinreichend, den Windkesselinhalt gleich dem des Steigrohres zu machen.

Die Firma Möller & Blum in Berlin hat für die Leitungen folgende Abmessungen angegeben:

Wassermenge in l, welche in der Minute dem Zufußbehälter entnommen wird	Rohrdurchmesser in mm	
	Zufußleitung	Steigleitung
4—8	20	10
7—15	25	12
12—25	32	18
25—50	50	20
50—100	63	25

Die Länge der Zuflußleitung soll dabei 5 bis 15 m betragen, die der Steigleitung ist beliebig.

Christian Hilpert in Nürnberg gibt folgende Tabelle:

Wassermenge in l, welche in der Minute dem Zufußbehälter entnommen wird	Rohrdurchmesser in mm	
	Zufußleitung	Steigleitung
3—7	19	10
6—15	25	13
11—26	32	13
22—53	51	19
45—94	64	25

Die Triebrohrlänge soll 20 m nicht überschreiten. Der Wirkungsgrad beträgt für die häufigsten Fälle der Praxis 0,7 und kann günstigst auf 0,85 steigen.

Dampfstrahlpumpen.

Die Wirkungsweise der Dampfstrahlpumpen beruht darauf, daß ein aus einem düsenförmigen Rohrende strömender Dampfstrahl die diese Mündung umgebende Flüssigkeit in Bewegung versetzt, ihr also eine gewisse lebendige Kraft erteilt, mittelst welcher der in das Steigrohr tretende Flüssigkeitsstrom die Bewegungswiderstände überwinden kann. Hierbei kann die Flüssigkeit entweder der Dampfdüse aus einem höher gelegenen Behälter zuströmen oder angesaugt werden, wie dies bei den Wasserstrahlpumpen der Fall ist. Die für die Saugwirkung notwendige Druckverminderung entsteht dabei infolge der Verdichtung des Dampfes. Je nach der Verwendungsart wird die Dampfstrahlpumpe nur saugend oder nur drückend oder mit beiden Wirkungen benutzt. Hiernach wird die Einrichtung eine verschiedene und ändert sich diese auch nach der Art des Zweckes der zu fördernden Flüssigkeit, nach dem Drucke des Betriebsdampfes und der zu überwindenden Förderhöhe.

Die verschiedenen Arten von Dampfstrahlpumpen werden als Ejektoren, Elevatoren, Ejektorkondensatoren, Injektoren bezeichnet. Diese Gruppen grenzen sich gegenseitig jedoch nicht genau ab, vielmehr gehen sie in ihrer Formung ineinander über, wie nachfolgende Erläuterungen zeigen werden. Sämtliche Dampfstrahlpumpen wirken stetig mit gleichbleibender Geschwindigkeit.

Die Dampfstrahl-Elevatoren oder Ejektoren dienen entweder zum Heben oder zur Fortbewegung von Flüssigkeiten und finden Anwendung als Brunnenpumpen, in gewerblichen Betrieben jeder Art, zum Heben von schlammigen und trüben Flüssigkeiten, von Säuren, zum Drücken von Flüssigkeiten durch Filterpressen, ferner als Umlaufelevatoren für Laugeapparate, zum Umrühren von Flüssigkeiten, zum Heben von Wasser bei Heizeinrichtungen, Badeanstalten, auch als Abteufpumpen und Feuerspritzen sowie als Pumpen bei Eisenbahnwasserstationen, schließlich auf Schiffen zur Fortschaffung des in der Bilge angesammelten Wassers, des bei Beschädigung eintretenden Leckwassers sowie zum Ent-

leeren des Wasserballastes. Die Förderhöhe der Dampfstrahl-Elevatoren richtet sich im allgemeinen nach der Dampfspannung; jedoch lassen sich bei besonderer Einrichtung auch bedeutend größere Druckhöhen überwinden, als der Spannung des Betriebsdampfes entspricht; die Saughöhe kann bei Wasserförderung bis zu 8,5 m betragen.

Gebrüder Körting in Hannover haben insbesondere die Einrichtung dieser Dampfstrahlpumpen für die genannten verschiedenen Zwecke ausgebildet und verfertigen dieselben für die gewöhnlichen Leistungen in drei Normalformen:

a) für zufließendes Wasser oder geringe Saughöhe,
b) für große Saughöhen und geringe Druckhöhen,
c) für große Saughöhen, bedeutende Druckhöhen und veränderlichen Dampfdruck.

Mittelst dieser drei Hauptarten lassen sich für Wasserförderung folgende Leistungen erzielen (Dampfspannnng als absoluter Druck angegeben):

a) Dampfdruck in Atm. 2 3 4 5 6,
Gesamtförderhöhe in m 4 12 20 30 38.
Die zulässige Saughöhe bei kaltem Wasser beträgt 2 m; zufließendes Wasser kann 60° warm sein.

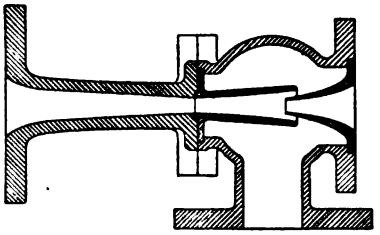


Fig. 684.

b) Bei einem Dampfdruck von 3—7 Atm. und einer Saughöhe bis zu 6,5 m läßt sich mit diesen Pumpen noch eine Druckhöhe von 5—12 m überwinden.
c) Pumpen dieser Gruppe ergeben bei einem Dampfdruck von 3—7 Atm. und einer Saughöhe bis zu 6,5 m eine Druckhöhe von 10—24 m.

Diese Leistungen der Pumpenarten b) und c) gelten für die Förderung kalten Wassers; für heiße oder schwere Flüssigkeiten vermindert sich die Leistung. Für besondere Fälle werden von der genannten Firma auch Pumpen gebaut, die bis zu 8 m hoch ansaugen oder Wasser von einer Temperatur bis 90° fördern oder eine Druckhöhe überwinden, welche bis zum Dreifachen der dem Dampfdrucke entprechenden Druckhöhe beträgt.

Die einfache Form der ersten beiden Arten ist durch Fig. 684 verdeutlicht. Die mit Absperrventil versehene Dampfleitung wird an die Dampfdüse angeschlossen, die Zufluß- oder Saugleitung an dem seitlich angebrachten Stutzen befestigt. Wird nun das Dampfventil langsam geöffnet, so wird bei dem Ejektor mit zulaufender Flüssigkeit der letzteren die Bewegung erteilt; das Gemisch von Dampf und Flüssigkeit tritt in die Auffangdüse und aus dieser nach dem am Ende derselben anzuschließenden Steigrohr. In dieser Weise wirken auch die in Fig. 685 angedeuteten Lenzpumpen, die zur Förderung großer Wassermengen auf geringe Hubhöhen dienen, wie dies insbesondere auf Schiffen, dann auch bei Entwässerungsanlagen nötig ist. Das Gehäuse wird aus Gußeisen hergestellt, die Düsen aus Rotguß. Das kupferne Auswurfrohr D wird unmittelbar an seiner Mündung in der Schiffswand durch ein Ausgußventil abgeschlossen. Der Betrieb kann durch Nieder-, Mittel- oder Hochdruckdampf erfolgen; im ersten Fall läßt man das Auswurfrohr meist über der Wasserlinie münden, in den letztgenannten Fällen kann das gehobene

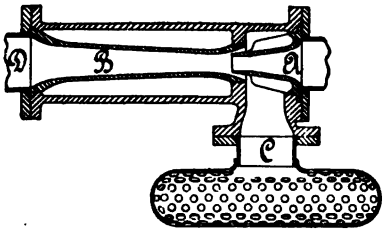


Fig. 685.

Wasser unter derselben abfließen. Dieser Ejektor wird entweder in das zu entfernende Wasser gelegt oder dicht darüber aufgestellt. Das kurze Saugrohr ist mit einem Siebe aus Kupfer- oder verzinktem Eisenblech versehen. Gebrüder Körting liefern Pumpen von der in Fig. 684 angegebenen Bauart in 9 Größen für 0,017 bis 1 cbm in der Minute geförderter Wassermenge und Lenzpumpen (Fig. 685) in 10 Größen für eine geförderte Wassermenge von 0,033 bis 5 cbm in der Minute; um letztere Leistung zu erhalten, muß jedoch das Auswurfrohr möglichst gerade gelegt werden und müssen unvermeidliche Rohrbiegungen große Krümmungshalbmesser erhalten.

Die Körting'schen Dampfstrahl-Lenzpumpen sind bei der deutschen, englischen, russischen und holländischen Marine eingeführt; in der österreichischen und französischen sind die älteren Strahlpumpen von Friedmann in Gebrauch. Bei diesen sind im Gehäuse 8—10 dicht hintereinander liegende bronzene Düsen angebracht, deren innerer Durchmesser vom Dampfeintrittsrohre bis zum Auswurfsrohr allmählich größer wird.

Der Betriebsdampf strömt zunächst durch die engste Düse, saugt zwischen dieser und der zweiten Bilgwasser an, das Gemisch gelangt durch die zweite Düse, saugt wieder Wasser an usw. Auf diese Weise wird die Verdichtung des Dampfes allmählich bewirkt und tritt daher möglichst vollständig ein; die Mischung des Dampfes mit dem schichtweise mitgenommenen Wasser erfolgt nahezu stoßfrei. Friedmann liefert solche Ejektoren in 10 Größen von 0,075 bis 5 cbm Fördermenge in der Minute.

Die Lenzejektoren gebrauchen erheblich mehr Dampf als die Dampflenzpumpen, haben jedoch diesen gegenüber den Vorteil der Einfachheit, leichten Aufstellung, Betriebssicherheit und der bedeutenden Lieferfähigkeit in kurzer Zeit; diese Strahlpumpen sind daher für zeitweisen Betrieb sehr zweckmäßig. Ein Verstopfen des Saugsiebes kann leicht dadurch beseitigt werden, daß man das Auswurfrohr durch eine Klappe absperrt und den Dampf durch die Löcher des Siebes ausströmen läßt.

Die Zentralheizungswerke A.-G. in Hannover-Hainholz verfertigen Dampfstrahlpumpen in ähnlicher Form und ähnlichen Abmes-

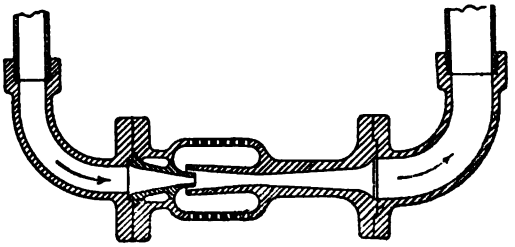


Fig. 686.

sungen wie Gebrüder Körting; ferner bauen sie eine besondere, durch Fig. 686 verdeutlichte Art, für den Fall, daß die Pumpe in das zu fördernde Wasser gelegt werden soll, wobei das Gehäuse zugleich als Saugsieb dient.

Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg liefern gleichfalls Dampfstrahlpumpen gewöhnlicher Bauart in 11 Größen für eine Flüssigkeitsförderung von 0,01 bis 1,2 cbm in der Minute bei 4 Atm. Dampfdruck und 10 m Förderhöhe; auch Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover bauen solche Pumpen.

Schlammelevatoren, welche zum Reinigen der Brunnen von Triebsand, zum Fortschaffen von Baggerbrei u. dgl. dienen, werden lotrecht in die zu fördernde Flüssigkeit gesenkt. Als Kraftflüssigkeit kann Dampf oder Druckwasser verwendet werden; es wird dann ein Teil desselben durch enge, am Boden des Gehäuses angebrachte Löcher ausgeleitet, so daß dadurch der zu fördernde Schlamm, Baggerbrei, Sand u. dgl. aufgewühlt und mit dem darüber stehenden Wasser gemischt

wird. Das Gemenge tritt dann in die Pumpe und wird von der Kraftflüssigkeit hochgetrieben. Bei zeitweisem Gebrauch, wobei also der größte erreichbare Wirkungsgrad nicht in Frage kommt, und bei Hebung leichter Massen wird Dampf vorzuziehen sein, da dieser zu anderen Zwecken gewöhnlich schon vorhanden ist und die Leitungen enger, also wie die Pumpen selbst billiger werden. Bei dauernder Verwendung, wenn der größtmögliche Wirkungsgrad erzielt werden soll, und ferner bei schwer zu bewegendem Schlamm oder Schlick ist zweckmäßiger Druckwasser zu benutzen, da der beim Austritt aus den genannten Öffnungen sich rasch verdichtende Dampf wenig aufwühlende Wirkung hat. Allerdings muß das Kraftwasser meist erst durch eine Pumpe erzeugt werden. Es kann auch Dampf zum Betrieb und Druckwasser zum Aufrühren des Schlammes usw. benutzt werden; eine hierfür von Gebrüder Körting gebaute Pumpe ist in Fig. 687 dargestellt.

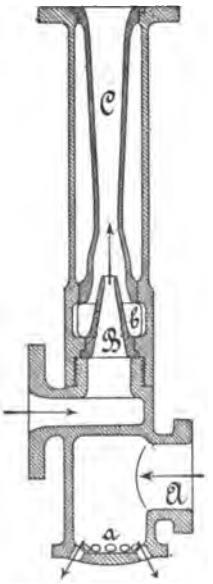


Fig. 687.

Die Hochdruckwasserleitung wird bei A angeschlossen. Das Wasser tritt durch die Löcher a aus und wühlt die zu fördernde Masse auf. Diese mischt sich mit dem Wasser, fließt durch die Löcher b in die Pumpe und wird von dem durch die Düse B strömenden Dampf in das Druckrohr C getrieben, an welches ein Schlauch befestigt ist, so daß die Pumpe allmählich tiefer gehängt werden kann. Solche Dampfstrahlelevatoren bauen Gebrüder Körting in 3 Größen für eine Fördermenge, bestehend aus Wasser und festen Teilen, von 0,17 bis 0,5 cbm in der Minute. Das Gehäuse wird aus Gußeisen, die Düsen werden aus Rotguß hergestellt.

Dampfstrahlelevatoren, welche eine große Saughöhe zu überwinden haben (vgl. S. 587 unter c), werden mit einer Regelungsspindel versehen, wie die auf S. 565 besprochenen Wasserstrahlpumpen. Mittelst dieser zugespitzten Spindel kann die Mündung der Dampfdüse wie durch ein Ventil geregelt werden. Beim Anstellen der Pumpe wird die Spindel nur wenig herausgedreht, so daß zuerst eine geringe Dampfmenge durchströmt, welche sich rasch verdichtet, so daß die das Ansaugen bewirkende niedrige Spannung entsteht. Ist letzteres eingetreten, so wird durch völliges Herausschrauben der Spindel die Pumpe in volle Tätigkeit gesetzt. Diese Pumpen werden von Gebrüder Körting in 9 Größen für eine geförderte Wassermenge von 0,017 bis 1 cbm in der Minute hergestellt. Auch Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg, Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover bauen Dampfstrahlpumpen mit Regelungsspindel.

In manchen Fällen ist es erwünscht, zwischen der Dampf- und der Aufsaugdüse noch eine oder mehrere Zwischendüsen anzuordnen, zumal dann, wenn der Unterschied zwischen Dampfdruck und dem zu überwindenden Druck groß ist. Die Zwischendüsen haben dabei den Zweck, zu vermeiden, daß das anzusaugende Wasser Wirbelungen bildet. Der Lenzejektor mit Zwischendüsen wurde bereits erwähnt. Eine andere ähnliche Einrichtung, welche von Gebr. Körting als Strahlpumpe für die Oberflächenkondensatoren von Torpedobooten ausgeführt wird, ist in Fig. 688 dargestellt. Die Pumpe hat den Zweck, während des Stillstandes der Maschine das zur Kühlung des Kondensators nötige Seewasser durch letzteren zu treiben. Hierzu wird Kesseldampf in die Düse geleitet, dadurch Wasser angesaugt und dasselbe mit dem sich verdichtenden Dampf durch die folgenden drei Mischdüsen B und das Austrittsrohr in die See gedrückt. Die Pumpe wird aus Bronze, das Gehäuse C aus Kupferrohr hergestellt.

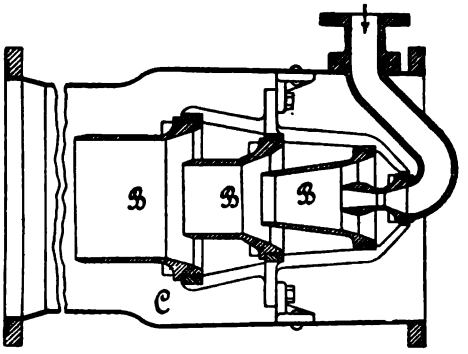


Fig. 688.

Die Ejektoren können im allgemeinen in jeder Lage aufgestellt werden. Für die Förderung von Wasser und anderen das Eisen nicht angreifenden Flüssigkeiten werden sie ganz aus Gußeisen oder mit gußeisernem Körper und Rotgußdüsen, für die Förderung von Säuren, Laugen u. dgl. aus Hartblei, Rotguß, Deltametall, Phosphorbronze oder Porzellan mit Dampfdüsen aus Hartblei oder Hartgummi, oder als Eisenkörper mit Hartblei- oder Hartgummifutter hergestellt. Die Befestigung an den Rohrleitungen geschieht dann mittelst eiserner Flanschen; solche Pumpen sind so anzubringen, daß sie von außen mit der zu hebenden Flüssigkeit nicht in Berührung kommen, also am besten dicht über dem obersten Flüssigkeitsspiegel.

Strahlkondensatoren finden bei Dampfmaschinen zur Verdichtung des verbrauchten Dampfes Anwendung und wirken derart, daß der Abdampf in einem Düsensystem mit dem zugeleiteten Kühlwasser sich

mischt und dadurch niederschlagen wird und daß dabei durch die dem Abdampf innewohnende Triebkraft der Wasserstrahl die zur Durchströmung des Apparates erforderliche Beschleunigung erhält. Diese vom Abdampf abzugebende Arbeit kann ganz oder teilweise dadurch ersetzt werden, daß das Kühlwasser mit Gefälle zugeführt wird. Muß das Kühlwasser angesaugt werden, so genügt für die Ingangsetzung des Apparates die durch den Abdampf erzielbare Wirkung nicht, sondern es muß dazu frischer Kesseldampf zugeführt werden. Der Strahlkondensator ist 1867 von A. Morton erfunden worden, der zunächst nur eine mit einer einzigen ringförmigen Abdampfdüse umgebene zentrale Wasserdüse anordnete, später aber die Abdampfdüse zur Regelung der Dampfspannung verstellbar machte. Eine wesentliche Verbesserung der Wirkung erzielte E. Körting durch Anbringung einer mehrfachen Dampfzuströmung, bei welcher der Dampf in zahlreichen feinen Strahlen zu dem Kühlwasser tritt und sich daher inniger mit diesem mischt. Um den Strahlkondensator dem Dampfverbrauch einer veränderlich belasteten Dampfmaschine anzupassen, brachte L. Schütte eine lange bewegliche Spindel innerhalb der Wasserdüse und der Mischdüse und einen hülsenförmigen Schieber zur Umhüllung der letzteren an; beim Verschieben der Spindel werden die Durchgangsquerschnitte der beiden Düsen geändert und durch den Ringschieber werden die zur Dampfzuführung angebrachten, die Wand der Mischdüse durchbrechenden Öffnungen mehr oder weniger geschlossen, so daß die zuströmende Dampfmenge geregelt wird. E. Körting hat ferner die Aufnahmedüse innerhalb der Mischdüse, die wieder mit zahlreichen Durchbrechungen behufs Dampfzuführung versehen ist, verschiebbar gemacht, so daß die erstere gegenüber diesen in etwa zehn Reihen hintereinander angebrachten Einströmungsöffnungen als Absperrschieber wirkt. Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover verfertigen nunmehr drei Arten von Strahlkondensatoren: 1. solche für Gefällwasser, bei beliebig veränderlich belasteter Maschine, 2. solche für Unterwasser, bei dauernd gleichmäßig belasteten Maschinen, 3. sogenannte Universal-Strahlkondensatoren, für anzusaugendes Wasser, bei zeitweilig veränderlich belasteten Maschinen. Die Apparate der erstgenannten Art besitzen keine Regelungsvorrichtung, nur einen Zulaufhahn für das Kühlwasser, das mit 5—6 m Gefälle durch den Kondensator strömen soll. Dies kann auch dadurch erreicht werden, daß das Wasser aus einer Höhe von 4 m über dem senkrecht aufgestellten Apparat zuläuft und diesen durch ein 500 mm langes Ausflußrohr verläßt. Diese Kondensatoren geben eine Luftleere bis zu etwa 65 cm Quecksilbersäule; es läßt sich mit ihnen auch eine hohe Erwärmung des Kühlwassers bei einer immerhin noch erheblichen Luftleere erzielen. Die Kondensatoren der zweiten Art sind denen der ersten im wesentlichen gleich; sie besitzen auch keine Regelungsvorrichtung. Da demnach die Dampf- und die Wasserzuführung nicht regelbar sind und andererseits diese Apparate

dann angewendet werden, wenn für das Kühlwasser kein benutzbares und ausreichendes Gefälle zu Gebote steht, so eignen sich diese Kondensatoren nur für den Fall, daß der Abdampf dauernd in annähernd gleichen Mengen zuströmt; bei stark veränderter Belastung der Dampfmaschine würde die Wirkung des Kondensators stark beeinträchtigt werden, sie kann bei großem Dampfverbrauch völlig aufhören. Diese Kondensatoren werden weniger dann angewendet, wenn eine möglichst hohe Luftleere zu erzeugen ist, als wenn überhaupt der Abdampf beseitigt werden soll und nur eine beschränkte Kühlwassermenge zur Verfügung steht, ferner dann, wenn es, wie z. B. in Bergwerken, zweckmäßig ist, am Apparat keine beweglichen Teile zu haben. Wenn das Kühlwasser bei diesen Kondensatoren angesaugt werden muß, so ist eine besondere, mit frischem Dampf zu speisende Anlaßvorrichtung anzubringen. Es empfiehlt sich, die Kondensatoren der zweiten Art in das Kühlwasser zu legen; falls sie über demselben angebracht werden müssen, darf die Saughöhe nicht wechseln und 3 m nicht übersteigen, auch soll das Ausflußrohr bis zum Spiegel des Kühlwassers oder unter denselben zurückgeführt werden. Die Universal-Strahlkondensatoren sind mit der bereits erwähnten, durch einen Handhebel verschiebbaren Auffangdüse versehen, ferner ist am Kopf des Apparates eine Düse für den zum Ansaugen des Kühlwassers notwendigen frischen Kesseldampf angebracht. Die Handhabung erfolgt derart, daß zunächst die Auffangdüse so weit wie möglich in die Mischdüse hineingeschoben wird; hierauf wird das Frischdampfventil geöffnet, der eintretende frische Dampf bewirkt wie bei den Dampfstrahlelevatoren ein Ansaugen des Kühlwassers, das nun durch den Apparat strömt. Sodann wird die Dampfmaschine in Betrieb gesetzt, das Frischdampfventil geschlossen und die Schiebedüse langsam aus der Mischdüse herausbewegt; der zutretende Abdampf erzeugt nunmehr wie vorher der frische Dampf die Saugwirkuug und die weitere Bewegung des Wasserstrahls durch den Apparat. Durch Verschieben der Auffangdüse wird bei wechselnder Dampfzuströmung die größtmögliche Luftleere zu erreichen gesucht; bei stärkerer Belastung der Maschine, also größerem Dampfverbrauch ist die Düse mehr nach der Ausgangsseite zu schieben, bei geringerem Dampfzutritt umgekehrt zu bewegen. Die Saughöhe soll bei Verwendung dieser Kondensatoren, die lotrecht oder wagrecht aufgestellt werden können, so gering wie möglich sein und 5 m nicht übersteigen; auch ist es zweckmäßig, das abfließende Wasser wieder auf die Höhe des Wasserspiegels im Kühlwasserbehälter oder noch tiefer zurückzuführen. Ohne Saugwirkung kann mit den Universalkondensatoren eine Luftleere von 70 cm Quecksilbersäule erhalten werden. Nach einer Angabe von E. Mahla (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1892, S. 1009) hat der auf dem Bodensee-Raddampfer „Rupprecht" angebrachte Kondensator, dem das Kühlwasser mit geringem Gefälle zufließt, eine Luftleere von etwa 85 Prozent der absoluten Leere erzeugt. Dieses günstige Er-

gebnis, sowie die Vorzüge der Kraft-, Gewichts- und Preisersparnis, des geringen Raumbedarfs, der bequemen Aufstellung und der einfachen Handhabung lassen die Strahlkondensatoren mit Einspritzkondensationsanlagen, welche mit Luftpumpen arbeiten, in erfolgreichen Wettbewerb treten. Da bei den Strahlkondensatoren die Wasserförderung nur nebensächliche Bedeutung hat, so mögen vorstehende allgemeine Angaben genügen; Mitteilungen von E. Körting über die Theorie und Anwendung finden sich in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1892, S. 570; interessante Beispiele der Anwendung sind in dem bereits erwähnten Artikel von E. Mahla, sowie von R. Knoke (Dinglers Polyt. Journ. Bd. 287) eingehend beschrieben.

Die Injektoren.

Von den bisher beschriebenen Dampfstrahlpumpen unterscheiden sich die Injektoren insbesondere durch die Anordnung eines Überlaufes, durch welchen, behufs leichterer Ingangsetzung, eine Verbindung der Außenluft mit dem hinteren Teil der Mischdüse geschaffen ist, in welch' letzterer die Dampfdüse endigt und der ausströmende Dampfstrahl durch Mischung mit dem zuströmenden Wasser niedergeschlagen wird. Dieser Überlauf befindet sich zwischen der Misch- und der Fangdüse, welche beide auch bei den in Fig. 684 bis 688 dargestellten Strahlpumpen vorhanden sind. Beim Injektor sind diese Düsen entweder voneinander getrennt oder sie bilden ein Gußstück, in welchem an der Übergangsstelle Löcher angebracht sind. Durch diese, bezw. durch den Raum zwischen den getrennt angeordneten Düsen kann das vorübergehend beim Ingangsetzen von der Fangdüse nicht aufgenommene Wasser in den Überlaufraum, auch Schlabberraum genannt, treten und durch das Schlabberrohr in das Freie fließen, bis allmählich der Dampfstrahl imstande ist, das zufließende Wasser derart zu beschleunigen, daß es in einem geschlossenen Strahl von der Fangdüse aufgenommen wird. Der Überlauf hat also einerseits den Zweck, die überflüssige Wassermenge abzuleiten, andererseits kann durch ihn auch Dampf abströmen, wenn zuviel desselben zugelassen wird; bei richtigem Betrieb soll jedoch weder Wasser noch Dampf austreten. Die Fangdüse wird, wenn sie von der Mischdüse getrennt ist, an ihrer Mündung etwas trichterförmig erweitert, um das Auffangen zu erleichtern und eine Verspritzung am Rande zu vermeiden; es darf aber der kleinste Querschnitt der Fangdüse nicht größer sein als der Ausströmungsquerschnitt der Mischdüse, damit sich der Strahl gut anlegt und ein Ansaugen von Luft aus dem Überlaufraum nicht stattfindet.

Die Wirkung des Injektors ist an gewisse Vorbedingungen geknüpft: es müssen die Düsen passende Durchgangsquerschnitte und Form erhalten, ferner muß das Speisewasser eine genügend geringe Temperatur besitzen,

damit in der Mischdüse eine rasche und möglichst vollständige Verdichtung des Dampfes entsteht. Erfahrungsgemäß tritt diese ein, wenn die Temperatur des Strahles am Überlauf 10—20° kleiner als diejenige ist, bei welcher das Wasser unter dem an dieser Stelle herrschenden Druck siedet.

Die Injektoren können mit und ohne Saugwirkung ausgeführt werden; im ersten Falle muß der Dampfzutritt geregelt werden können. Für die Regelung des Wasserzuflusses sind bei den meisten Injektoren auch besondere Vorkehrungen getroffen.

Die Dampfzuleitung ist stets mit einem Absperrventil versehen, um den Injektor in und außer Betrieb setzen zu können. Ferner ist das Druck- und Speiserohr mit einem selbsttätigen Ventil auszurüsten, welches beim Stillstand die genannten Leitungen absperrt. Die beiden vorgenannten Ventile werden entweder im Gehäuse angebracht oder in die Leitung eingeschaltet. Um zu vermeiden, daß dem Kessel durch den Injektor Luft zugeführt wird, ist es zweckmäßig, am Überlauf (Schlabberrohr) ein selbsttätig wirkendes Luftventil (Schlabberventil) anzubringen.

Es seien nun im nachfolgenden die zurzeit hauptsächlich in Gebrauch befindlichen Injektoren an einigen Beispielen erläutert.

a) Nichtsaugende Injektoren.

Einfache Bauart zeigt der Injektor von Schau; Fig. 689 verdeutlicht eine der Ausführungsformen. Das zu fördernde Wasser läuft bei A durch sein Eigengewicht zu; der bei B zuströmende Dampf treibt es in die Mischdüse C, welche unmittelbar in die Auffangdüse D übergeht; kurz vor der engsten Stelle dieses Überganges sind mehrere Löcher angebracht, durch welche das Schlabberwasser oder die etwa mitgerissene Luft zunächst in das Gehäuse entweicht, an welches eine ins Freie führende, mit Hahn oder Ventil versehene Leitung E anschließt. Wenn der Injektor in richtigem Betrieb sich befindet, so wird auch durch die erwähnten Löcher Wasser angesaugt.

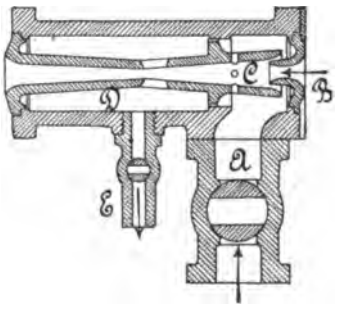


Fig. 689.

Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg verfertigen diese Schau'schen Injektoren in 8 Größen für eine Förderung von 7,5 bis 150 l Wasser in der Minute. Auch M. Neuhaus & Co. in Luckenwalde, Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover liefern Injektoren nach der Bauart von Schau.

A. Friedmann in Wien hat die von ihm angegebenen Injektoren durch Anordnung von Zwischendüsen so eingerichtet, daß das zu

fördernde Wasser in zwei oder mehreren Strahlen zum Dampfstrahl gelangt; hierdurch wird eine bessere Mischung des letzteren mit dem Wasser und damit eine raschere und vollständigere Verdichtung des Dampfes erreicht, so daß diese Injektoren imstande sind, mit Wasser von 65° noch speisen zu können. Eine der neueren Formen der Friedmann'schen Einrichtung zeigen die Fig. 690 u. 691. Der Wasserzufluß kann durch den Hahn A geregelt werden; das Wasser fließt dann in die beiden mit einander durch Stege verbundenen Mischdüsen B und C, in welche der bei D zutretende Dampf strömt. Die Fangdüse E ist mit den an C angeschlossenen Stegen durch kleine Schnittschräubchen verbunden. An das Gehäuse schließt das Schlabberrohr F an, in welchem ein Ventil a angebracht ist, das durch Niederschrauben der Büchse b geschlossen werden kann. Das Druckrohr G ist mit dem Speiseventil c versehen. Wie in früherem bemerkt, muß die Temperatur des Strahles am Überlauf noch etwa 10—20° unter der Siedetemperatur des Wassers bei dem an dieser

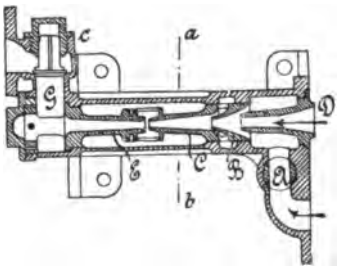


Fig. 690.

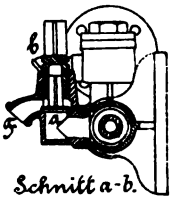


Fig. 691.

Stelle herrschenden Druck sein, damit eine genügend rasche Verdichtung des Dampfes eintritt. Der Injektor wirkt nun noch, wenn bei nachstehenden Dampfspannungen im Kessel das Speisewasser folgende höchste Temperatur hat.

Spannung in Atm. (Überdruck) .	2—4	5—7	8—10	11—13	14—15
Wassertemperatur in Grad C .	41—49	51—53	54—51	48—42	39—34

Um nun Speisewasser von einer um einige Grade höheren Temperatur speisen zu können, wird bei dem Friedmann'schen Injektor in solchen Fällen das Schlabberventil a geschlossen und dadurch der Druck an der Überlaufsstelle so erhöht, daß mittelst der dadurch herbeigeführten Erhöhung des Siedepunktes der genannte notwendige Temperaturunterschied wieder hergestellt wird. Die Drucksteigerung wird sich dann aber auch in der Mischdüse C äußern und könnte dort leicht ein Anstauen erzeugen,

welches das Absetzen des Injektors zur Folge hat; um dies zu verhüten, ist eine seitliche Bohrung an C angebracht, welche mit dem Überlauf zusammen regelnd und ausgleichend wirkt und auch das Ingangsetzen erleichtert. Bemerkenswert ist noch, daß nach Lösen einer Verschlußmutter die Fang- und Mischdüse ausgezogen werden können. Friedmann liefert solche Injektoren in 9 Größen für eine Leistung von 18 bis 230 l in der Minute bei 10 Atm. Kesselspannung (Überdruck).

Nichtsaugende Injektoren können auch mit Dampf von ganz geringer Spannung betrieben werden, so daß es möglich ist, mit Hilfe des Abdampfes einer Dampfmaschine einen Hochdruckkessel zu speisen. Es wird dann die Wärme des Abdampfes nutzbar gemacht, indem das Speise-

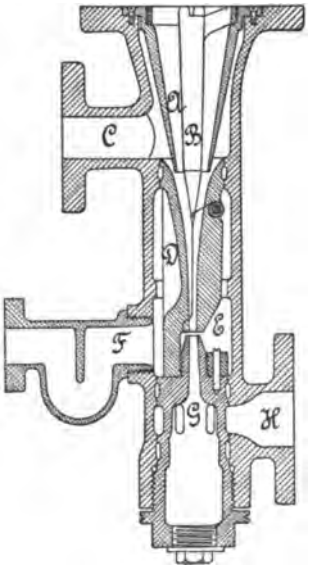
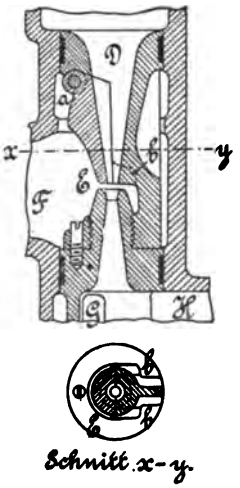


Fig. 692.



Schnitt x-y.

Fig. 693 u. 694.

wasser, welches mit einer kleineren Temperatur als 18° zufließen muß, auf 70° bis 90° vorgewärmt wird. Solche Abdampf- oder Retourdampf-Injektoren finden in neuerer Zeit vielfach mit der von Davies (erlosch. D.R.P. Kl. 13, Nr. 3530 und Kl. 59, Nr. 12848) angegebenen und in den Fig. 692 bis 694 verdeutlichten Einrichtung der geteilten Mischdüse Verwendung. Der Abdampf strömt durch die seiner geringen Spannung entsprechend weit gemachte Düse A, in welche ein Stift B eingeschraubt ist, welcher den Dampfstrahl ringförmig gestaltet. Die Mischdüse wird von zwei Teilen D und E gebildet, von welchen D feststeht, während E um die Achse a wie eine Klappe sich drehen kann.

Die beiden Teile sind genau aufeinander gepaßt und, um eine seitliche Verschiebung von E gegen D zu verhüten, sind an E zwei seitliche Lappen b angebracht, welche, wie Fig. 693 und 694 zeigen, den unteren Teil von D zwischen sich fassen. Fig. 692 verdeutlicht die Gesamtanordnung eines lotrecht aufgestellten Abdampf-Injektors, wie er der Angabe von Hamer, Metcalfe & Davies entspricht und in fast gleicher Gestaltung von Schäffer & Budenberg ausgeführt wird; die Fig. 693 und 694 zeigen im besonderen den Bau der geteilten Mischdüse nach einer Ausführung der Exhaust Injector-Comp. in Manchester. Bei dieser lotrechten Aufstellung hängt der bewegliche Teil E der Mischdüse in der Ruhelage lotrecht, so daß der Durchgangsquerschnitt der Düse bedeutend erweitert ist. Der Injektor kann aber auch wagrecht angeordnet werden; dann muß jedoch die Klappe E oben liegen, so daß sie in der Ruhelage durch ihr Eigengewicht geschlossen ist; bei der Ingangsetzung hebt dann der durchströmende Dampf den Düsenteil E, so daß wieder der Durchgangsquerschnitt vergrößert wird. Bei beiden Aufstellungsarten geht der Dampf zunächst seitwärts durch den Überlauf F; hierbei gestalten sich die Druckverhältnisse so, daß infolge der entstehenden Spannungsverminderung Wasser angesaugt wird, welches dann auch durch den Überlauf F nach außen fließt. Der Dampf wird dabei niedergeschlagen, die lebendige Kraft des Wasserstrahls nimmt zu, die Spannung im Inneren der Mischdüse vermindert sich aber noch weiter, so daß der Druck der Außenluft imstande ist, den Klappenteil E gegen D zu pressen, die Düse also zu schließen; von diesem Augenblicke an ist die richtige Wirkung des Injektors vorhanden, der Wasserstrahl tritt geschlossen in die Fangdüse und aus dieser durch die Löcher G nach dem Speiserohr H. Der Überlauf F wird entweder mit einem selbsttätig wirkenden Luftventil ausgerüstet, wie dies bei den Injektoren von Schäffer & Budenberg der Fall ist, oder es wird ein Wasserverschluß angeordnet (vgl. Fig. 692), welcher wie das Luftventil das Eindringen von Luft in den Injektor während des richtigen Betriebes verhütet.

Die Dampfzuleitung wird am einfachsten seitlich vom Auspuffrohre der Dampfmaschine abgezweigt und mit Gefälle nach dem Injektor geführt; das Wasser wird einem höher gelegenen Behälter oder einer Wasserleitung entnommen. Die Inbetriebsetzung erfolgt durch Öffnen des in die Dampfzuleitung eingeschalteten Absperrventiles und des in der Wasserleitung befindlichen Hahnes. Schäffer & Budenberg verfertigen diese Injektoren in 9 Größen für eine Fördermenge von 4 bis 120 l in der Minute; die Dampfspannung in dem zu speisenden Kessel darf bis zu 6 Atm. betragen. Zur Regelung der Speisung versehen die Genannten die das untere Ende des Düsensystems bildende Verschlußschraube mit einer Skala, während am Gehäuse ein Zeiger feststehend angebracht ist. Durch Drehung der Schraube wird die Mischdüse der Dampfdüse genähert oder von derselben

entfernt, also die Regelung des Wasserzuflusses bewirkt. Eine zu große Drehung der Schraube nach der einen oder anderen Richtung erzeugt ein Austreten von Wasser aus dem Überlauf, also einen fehlerhaften Gang.

b) Saugende Injektoren.

Um die Saugwirkung einzuleiten, ist es notwendig, daß zuerst ein feiner Dampfstrahl in die Düse tritt, welcher eine genügend geringe Spannung in derselben erzeugt, so daß der Luftdruck imstande ist, das Wasser aus dem Saugbehälter nach dem Injektor zu heben. Bei dieser Ingangsetzung wird das angesaugte Wasser durch den Überlauf austreten; erst wenn die Dampfdüse völlig geöffnet wird, so daß der einströmende kräftige Dampfstrahl infolge seiner Verdichtung durch die Mischung mit kälterem Wasser eine genügend große lebendige Kraft auf das letztere überträgt, wird der auf dem Speiseventile lastende Druck überwunden und die Förderung in das Druckrohr begonnen. Es muß also der Dampfzutritt geregelt werden können; ferner ist es bei den meisten Injektoren notwendig, auch den Wasserzufluß zu regeln. Beides kann in verschiedener Weise erfolgen. Gewöhnlich wird zur Regelung der Dampfeinströmung in der Mittellinie der Dampfdüse eine Spindel angeordnet, welche durch Schrauben- oder Hebelgetriebe von Hand verschoben werden kann und dabei mit ihrer kegelförmigen Spitze die Mündung der Dampfdüse mehr oder weniger verengt oder es wird die Dampfdüse verschiebbar gemacht, wobei dann die Spindel entweder weggelassen oder nur feststehend angebracht wird, um den austretenden Dampfstrahl hohlzylindrisch zu gestalten. Durch Verschieben der Dampfdüse kann auch der Wasserzufluß geregelt werden; hierbei wird dann noch zur Dampfregelung die verschiebbare Spindel angeordnet. Die Regelung des Wasserzutrittes kann ferner durch Verschiebung der Mischdüse erzielt werden. Es sind auch andere Regelungseinrichtungen, die entweder selbsttätig wirken oder von Hand betätigt werden, zur Ausführung gekommen und werden dieselben in nachfolgendem noch näher erörtert.

Eine Regelung des Dampf- und des Wasserzuflusses kann auch notwendig werden, um eine möglichst gute Wirkung des Injektors für verschiedene Dampfspannungen oder Wassertemperaturen zu erhalten.

Mit feststehenden Düsen und verstellbarer Spindel ist z. B. der von Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg für stehende oder liegende Aufstellung verfertigte Injektor versehen, bei welchem die Regelung des Dampfzutrittes durch eine mittelst Handrad und Schraube zu bewegende Spindel erfolgt, deren kegelförmiges Ende, wie es Fig. 695 zeigt, durchbohrt ist. In der inneren Endstellung der Spindel A verschließt der Kegel die Mündung der Dampfdüse B, so daß der Dampf nur durch die Bohrung strömen kann. Die Dampfzuleitung

ist mit einem Absperrhahn C, der Druckrohrstutzen mit einem Druckventil D versehen. Die Ingangsetzung erfolgt, indem zunächst mittelst des Handrades die Spindel langsam zurückgedreht wird, bis etwas Wasser aus dem Überlaufstutzen abläuft, dann wird etwas rascher zurückgedreht, bis der Injektor zu speisen beginnt. Hierauf wird durch Einstellen der Spindel der Dampfzutritt so geregelt, daß kein Wasser mehr aus dem Überlauf abläuft. Die genannte Firma baut diese Injektoren in 9 Größen für eine Förderung von 4 bis 150 l in der Minute. Solche Injektoren können bei 3 bis 9 Atm., bei besonderer Gestaltung der Düsen auch für größere Kesseldampfspannung wirken; das Speisewasser kann bis 30° warm sein.

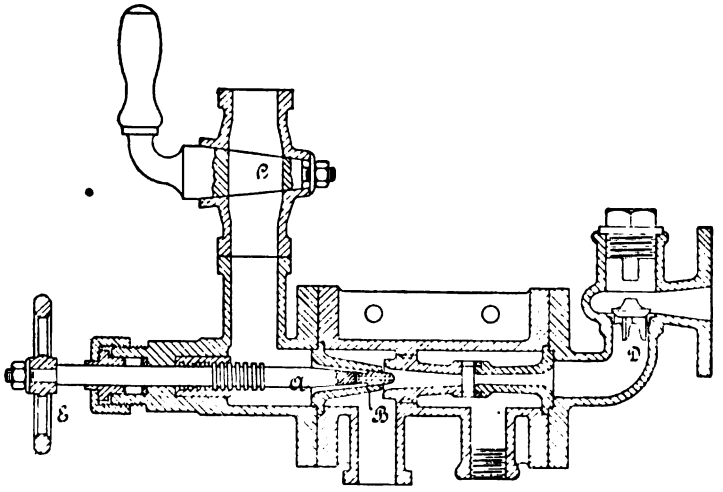


Fig. 695.

Vielfache Anwendung, insbesondere zur Speisung von Lokomotivkesseln hat der von A. Dülken in Düsseldorf ausgeführte Injektor gefunden. Derselbe ist so gebaut, daß er lotrecht an der Rückwand der Feuerbüchse angebracht wird. Der Dampf strömt unten ein; die Regelungsspindel kann durch einen Handhebel verschoben werden und ist durchbohrt; ferner ist auf sie ein Ventil gesteckt, welches die Dampfdüse verschließen kann, so daß das sonst in die Dampfzuleitung einzuschaltende Absperrventil nicht mehr notwendig ist. Das durchbohrte Ende der Spindel kann sich als Zylinder durch die Mündung der Dampfdüse schieben. Beim Abstellen wird die Spindel einwärts bewegt, bis ein an ihr angedrehter Ring das lose aufgesetzte Ventil auf die weitere Düsenmündung preßt und diese verschließt. Behufs Ingangsetzung wird die Spindel langsam nach unten bewegt, der vorerwähnte Absatz hebt sich von dem Ventil ab, die seit-

lichen Bohrungen der Spindel treten aus der Ventilhülse; es kann also Dampf in die Bohrungen strömen und aus diesen in die Mischdüse treten, so daß Wasser angesaugt wird. Bei weiterem Bewegen der Spindel wird durch einen auf sie gesteckten Ring das Ventil mitgenommen, also geöffnet; es kann der Dampf somit durch die Düse strömen und die Druckwirkung erzeugen. Unmittelbar am Gehäuse sind Hähne angebracht, durch welche der Dampf- und Wasserzutritt, der Überlauf und der unmittelbar vom Gehäuse in den Kessel führende Druckrohranschluß abgesperrt werden kann. Auf der Dampfdüse liegt ein kugelförmiges Speiseventil, welches nebst der verbundenen Fang- und Mischdüse nach Abnahme des oberen Deckels herausgenommen werden kann.

Schäffer & Budenberg bauen auch Injektoren mit Regelungsspindel, welche mit einer ventilartigen, jedoch an letztere angedrehten Erweiterung versehen sind, durch welche die Dampfdüse und damit die Dampfzuströmung abgeschlossen wird, so daß in letzterer ein besonderes Absperrventil nicht mehr vorhanden zu sein braucht. Die Injektoren werden entweder für stehende oder liegende Aufstellung, im letzteren Falle mit Bewegung der Spindel durch Handrad und Schraube, im anderen Falle mit Einstellung der Spindel gleichfalls durch Handrad und Schraube, oder durch einen Hebel ausgeführt. Bei den stehenden Injektoren ist in dem unteren Ende des Gehäuses ein Rückschlagventil angebracht, welches unter dem Kesseldruck sich gegen das Ende der Fangdüse legt; bei der liegenden Anordnung wird ein besonderes Speiseventil angeschraubt. Die genannte Firma baut diese Injektoren in 9 Größen für eine Fördermenge von 4 bis 150 l in der Minute.

Bezüglich der zulässigen Dampfspannung und Speisewassertemperatur gilt hier dasselbe, was für die bereits erwähnten Injektoren derselben Firma gesagt ist (vgl. S. 600).

M. Neuhaus & Co. in Luckenwalde verfertigen Injektoren, die im wesentlichen den vorbeschriebenenen gleichen, indem sie auch mit einer durchbohrten Regelungsspindel versehen sind, die zugleich eine ventilartige Erweiterung besitzt, mittelst deren der Dampfzutritt zum Injektor abgesperrt werden kann.

Mit verschiebbarer Dampfdüse sind die nach der Angabe von Schäffer gebauten Injektoren ausgerüstet, welche auch von Schäffer & Budenberg hergestellt werden. Um die Dampfdüse in ihrer Führung mit einer leicht zugänglichen Stopfbüchsenverpackung versehen zu können, wie es für den dichten Abschluß des Dampfes gegen die Wasserleitung während des Stillstandes notwendig wird, ist die Dampfzuleitung von dem eigentlichen Injektor derart getrennt, daß sich die hohlzylindrische Dampfdüse in den an beiden angebrachten, einander gegenüberliegenden Stopfbüchsen führt und zwischen den letzteren von einem Hebel gefaßt wird. Das feststehende Dampfrohr ist mit Innengewinde versehen und durch einen

Steg mit dem Gehäuse zu einem Gußstück verbunden. Die lange Dampfdüse trägt Außengewinde und kann mittelst desselben in dem erwähnten Muttergewinde durch den Hebel verdreht werden, wobei die Längsverschiebung entsteht. In das Ende der hohlzylindrischen Dampfdüse ist ein kegelförmiges Mundstück geschraubt; eine feststehende Spindel, welche durch die ganze Länge der Düse geht und hinter derselben etwas federnd festgelegt ist, schließt die Mündung der Düse während des Stillstandes. Durch langsames Vorwärtsdrehen wird die Dampfeinströmung, sowie auch der Wasserzufluß geregelt, da das Mundstück der Dampfdüse sich in die Mischdüse schiebt und dadurch deren Saugquerschnitt verengt. Die federnde Festlegung der Spindel hat den Zweck, bei einer gewaltsamen Rückbewegung der langen Düse ein Sprengen des Mundstückes zu verhindern, indem dann die Spindel etwas nachgibt.

Injektoren der vorbeschriebenen Art werden von der genannten Firma in 8 Größen für eine Fördermenge von 7,5 bis 150 l in der Minute gebaut, finden jedoch wegen ihrer großen Länge seltener Anwendung.

Mit verschiebbarer Spindel und Dampfdüse waren die nach Giffards Angabe zuerst ausgeführten Injektoren ausgerüstet, welche neuerdings nicht mehr gebaut werden. An die Dampfdüse setzt sich eine Röhre an, welche mit seitlichen Löchern für die Dampfzuströmung versehen ist; diese Röhre gleitet in dem Gehäuse und wird an ihrem, nach außen tretenden Ende mittelst Schraubengetriebe bewegt. Die Spindel wird in gleicher Weise verschoben. Die Schwierigkeit der Abdichtung des Dampfraumes gegen den Ansaugraum sowie der ungünstige außerhalb der Mittellinie liegende Angriff des zur Bewegung der Dampfdüse angebrachten Schraubengetriebes waren Ursache, daß diese Einrichtung verlassen wurde.

Turk hat daher die Dampfdüse fest angeordnet und über deren zylindrischen Teil einen zweiten Zylinder gesetzt, der gleichfalls in einer Düse endigt; dieser Zylinder ist mit Zähnen versehen, in welche ein Zahnrad greift, das von außen mittelst Hebel gedreht wird, so daß damit die zweite Düse verschoben, also der Wasserzufluß geregelt werden kann.

Letzteres kann auch durch Verschiebung der verbundenen Misch- und Fangdüse bei feststehender Dampfdüse erreicht werden. In dieser Weise sind die Injektoren von Sharp, Steward & Cie., Webb u. a. eingerichtet. Die Verschiebung der vereinigten Düsen erfolgt durch Schraube oder Zahngetriebe. — Mit getrennt beweglichen Düsen sind die Injektoren von Mazza ausgerüstet (erlosch. D. R. P. Kl. 59, Nr. 10380, 10964 und 15626), welche z. B. auf italienischen Eisenbahnen zum Speisen der Lokomotivkessel Verwendung finden und zugleich zur Nutzbarmachung der Wärme eines Teiles des Abdampfes dienen. Hierzu ist die für den Kesseldampf angebrachte Düse von einer zweiten Düse umgeben, durch deren Mündung Abdampf aus den Lokomotiv-

zylindern strömt. Derselbe wirkt zunächst auf das in die Mischdüse eintretende Wasser, erwärmt es um 25—30° und erhöht den Druck, so daß für die rasche Verdichtung des nunmehr eintretenden Kesseldampfes der notwendige Temperaturunterschied vorhanden ist. Da der Injektor nun unter höherem Drucke arbeitet, so wird das Schlabberventil durch eine Feder entsprechend belastet. Für die Ingangsetzung ist noch ein zweites unbelastetes Schlabberventil angebracht, welches während des eigentlichen Betriebes geschlossen bleibt. Misch- und Fangdüse werden gegeneinander durch von außen gleichzeitig drehbare Exzenter verstellt. Beim Anlassen werden die Düsen auseinander geschoben und, wenn der Mischstrahl die nötige Geschwindigkeit angenommen hat, einander genähert; hierzu ist die Exzentrizität der beiden Exzenter verschieden.

Eine selbsttätige Regelung des Dampf- und Wasserzutrittes hat Sellers angeordnet. Zu diesem Zweck ist die Dampfdüse festgelegt, Misch- und Fangdüse sind vereinigt und ist erstere zu einem Kolben ausgebildet, welcher in einer in das Gehäuse eingesetzten Messingbüchse sich bewegen kann; auch die Fangdüse ist zylindrisch geführt. An der Übergangsstelle der beiden Düsen sind Löcher angebracht, welche jedoch nicht als Überlauf dienen, sondern in einen Raum des Gehäuses führen, welcher für die Regelung angebracht ist. Das durch einen Hahn abschließbare Überlaufrohr ist hinter der Fangdüse angeordnet. Wird behufs Ingangsetzung der Überlaufhahn geöffnet und die verstellbare Spindel etwas zurückgezogen, so tritt zunächst Wasser aus dem Schlabberrohr; dann wird der erwähnte Hahn geschlossen, und wenn nun noch zu viel Wasser angesaugt wird, so strömt dieses durch die Löcher in den genannten Raum, füllt denselben und drängt den Kolben der vereinigten Düsen zurück, so daß der Querschnitt des Wasserzuflusses vermindert wird. Tritt dagegen mehr Dampf zu, als notwendig wäre, so drückt derselbe die Düsen infolge ihrer Gestaltung vorwärts, es wird also der Querschnitt des Wasserzuflusses vergrößert. So lange der Injektor sich in gutem Zustande befindet und insbesondere Wasserstein u. dgl. die Beweglichkeit der genannten Teile nicht hemmen, wird die erläuterte selbsttätige Regelung eintreten können.

Um bei den Abdampf-Injektoren (vergl. S. 597) auch Saugwirkung zu erhalten, bringen Schäffer & Budenberg in der bereits erwähnten Bauart Fig. 695 einen besonderen, mit einer Drosselklappe versehenen Rohrstutzen an, durch den zu dem Abdampf eine geringe Menge von Kesseldampf zugeführt wird. Die Handhabung des Injektors hat derart zu erfolgen, daß zunächst ein in die Speiseleitung eingeschalteter Lufthahn und dann die für den Kesseldampf und den Abdampf angeordneten Ventile geöffnet werden; der Wasserzufluß soll, wenn der Injektor saugend verwendet wird, stets ganz offen sein; bei nichtsaugender Anbringung ist vor dem Öffnen des Kesseldampfventiles das Wasser-

zulaufventil aufzudrehen. Die Regelung der Abdampfzuführung erfolgt durch Einstellung der erwähnten Drosselklappe. Schäffer & Budenberg bauen solche Injektoren in 8 Größen für eine Leistung von 10 bis 120 l in der Minute. Diese Injektoren können auch bei Dampfspannungen im Kessel bis zu 11 Atm. Verwendung finden; bei 5 Atm. Kesselspannung darf die Temperatur des Speisewassers bei nichtsaugender Anordnung bis 32° betragen; bei höheren Kesselspannungen kann nur kälteres Wasser gespeist werden. Das vom Injektor geförderte Wasser kommt mit einer Temperatur von 80 bis 85° in den Kessel. Die Mengen des verbrauchten Kesseldampfes und Abdampfes verhalten sich etwa wie 1 : 3.

Die Zuführung frischen Kesseldampfes bei dem Abdampf-Injektor wird auch von Holden & Brooke in Manchester bewirkt und zwar zu dem Zweck, solche Injektoren auch zum Speisen von Lokomotivkesseln anwenden zu können. Da der Abdampf zum Anlassen des Injektors in solchen Fällen nicht genügt, so verbinden die Genannten mit dem Abdampfinjektor einen kleinen Hilfsinjektor, der mit Kesseldampf gespeist wird und das Anlassen des Hauptinjektors bewirkt; sobald dieser in Tätigkeit gekommen ist, schließt sich die Dampfzuführung zu dem kleinen Injektor selbsttätig ab und dieser tritt außer Tätigkeit.

Noch ist zu erwähnen, daß auch Injektoren mit mehrfacher Wasseraufnahme gebaut wurden; sie konnten sich jedoch keine größere Verbreitung verschaffen, da der erzielte Vorteil unbedeutend ist. So hatten Schäffer & Budenberg vorgeschlagen (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 14922), zwei Mischdüsen hintereinander anzuordnen, deren jede mit einer besonderen Wasserzuführung versehen ist. Barclay läßt das Wasser gleichfalls in zwei Düsen strömen, jedoch derart, daß die Dampfzuführung zwischen den beiden Wasserzuflüssen stattfindet, also der Dampfstrahl nach innen und außen von je einem Wasserstrahl umgeben wird. Die Dampfdüse ist dabei mit doppelter Wandung versehen, welche mit schlechten Wärmeleitern ausgefüllt ist, so daß die vorzeitige Verdichtung des Dampfes in der von kaltem zuströmendem Wasser umgebenen Düse etwas vermindert wird.

Eine besondere in neuerer Zeit vielfach verwendete Art von Injektoren wird als „Restarting-Injektor", „wieder anspringender", „selbsttätig wieder ansaugender Injektor" oder „Sicherheits-Injektor" bezeichnet, weil ein solcher imstande ist, selbsttätig wieder in Betrieb zu kommen. Während bei den gewöhnlichen Injektoren das Eintreten von Luft in das Saugrohr, wie es bei Undichtwerden desselben oder bei Wassermangel vorkommen kann, ein Aufhören der Saugwirkung und das sogenannte „Durchschlagen" veranlaßt, so daß eine erneute Ingangsetzung erfolgen muß, ist dies bei den selbsttätig wieder ansaugenden Injektoren nicht notwendig; man kann bei diesen sogar das Saugrohr aus dem Wasser entfernen; so bald es wieder eingetaucht wird, saugt die Pumpe sofort wieder an und speist.

Ein solcher von Schäffer & Budenberg gebauter Injektor (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 31011 und 31012) wird durch Fig. 696 u. 697 verdeutlicht. Die Regelung der Dampfdüse A erfolgt durch die Spindel B, welche in der Mitte derart verstärkt ist, daß sie sich mit einer kugelförmigen Fläche auf die vordere Mündung des Düse drücken läßt, während die kegelförmige Spitze sich in den engeren Teil der Düse schiebt. Die Mischdüse C ist geteilt und wirkt in gleicher Weise, wie dies bei den Abdampf-Injektoren erläutert wurde (vergl. S. 597), indem nämlich der für das Ansaugen nicht notwendige Dampf seitlich entweichen kann.

Beim Anlassen strömt Dampf und Wasser durch das federbelastete Schlabberventil D ab. Das zum Kessel führende Rohr wird bei E, das Saugrohr bei F angeschlossen. Die Einstellung der Spindel B erfolgt durch einen Handhebel, an dem außen ein geteilter Bogen angebracht ist, der, bei der Drehung sich gegen einen feststehenden Zeiger verschiebend,

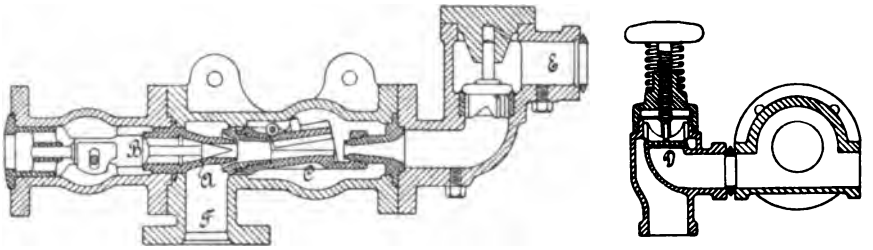


Fig. 696 u. 697.

die Lage der Spindel anzeigt. Dieser in der Figur nicht angedeutete Hebel ist am Gehäuse gelagert, innerhalb dessen der Zapfen einen exzentrisch angeordneten Stift trägt, welcher in ein an der Spindel B befestigtes Gleitstück faßt. Dieses wird daher bei der Drehung des Hebels bewegt und verschiebt die seitlich an zwei Geleisen geradlinig geführte Spindel.

Die Genannten bauen den vorbeschriebenen Injektor in 14 Größen für eine Lieferung von 4 bis 375 l in der Minute, vorausgesetzt, daß der Dampfdruck 5 1/2 Atm. beträgt, die Temperatur des Speisewassers etwa 15° und die Saughöhe 2 m nicht übersteigt. Es kann Dampf von 3 1/2 bis 11 Atm. Druck zur Verwendung kommen, bei besonderer Einrichtung auch von geringerer und höherer Spannung; die Injektoren arbeiten saugend oder nichtsaugend gleich gut.

Als größtmögliche Saughöhen gelten etwa folgende:

Dampfdruck in Atm. . .	2 1/4—2 1/2	3	3 1/2—4	5	6	7	8	9	10	11
Saughöhe in m	2	3	4	5	6	6	6	6	6	6

Wenn das Speisewasser zufließt oder nur 1 m hoch gesaugt wird, so kann es noch folgende Temperaturen besitzen:

Dampfdruck in Atm. .	$3^1/_2$—4	$4^1/_2$—$6^1/_2$	7	8	9	10	11
Temperatur	58—62	55—56	54	50	45—48	40—43	38—40

Bei 2—3 m Saughöhe und einer Dampfspannung von 7 Atm. kann das Speisewasser 45—50° und bei 4—5 m Saughöhe 35—40° warm sein.

Je wärmer das Speisewasser ist, desto geringer wird die Leistung an geförderter Wassermenge, so daß bei der größten noch zulässigen Temperatur nur etwa $^4/_5$ von der Menge gefördert wird, welche bei 15° Temperatur zur Hebung gelangt.

Injektoren, welche im wesentlichen dieselbe Bauart zeigen wie die vorerwähnten, werden in neuerer Zeit auch von anderen angefertigt, z. B. von der Maschinen- und Armaturenfabrik vormals C. Louis Strube, Aktiengesellschaft in Magdeburg-Buckau, und von C. W. Julius Blancke & Co. in Merseburg.

An Stelle der Klappe, welche die vorerwähnten Injektoren zeigen, gestalten die Zentralheizungswerke A.-G. in Hannover-Hainholz bei ihren Restarting-Injektoren (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 88643) die Mischdüse so, daß ein Ausschnitt derselben sich seitlich bewegen und dadurch eine Erweiterung des Durchflußquerschnitts hervorrufen kann. Dieser bewegliche Düsenteil ist unmittelbar mit einem kolbenförmigen, durch eine Spiralfeder belasteten Luftventil verbunden, so daß dieses sich gleichzeitig mit der Seitwärtsbewegung des Düsenausschnittes öffnet.

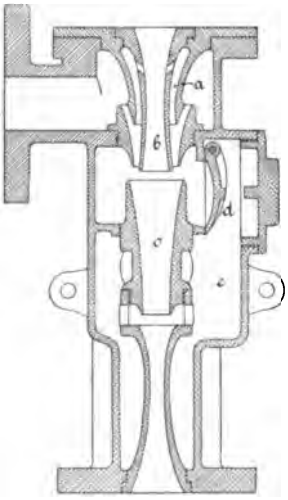


Fig. 698.

Von diesen Injektoren unterscheiden sich diejenigen Bauarten, welche von Gebr. Körting in Körtingsdorf und von A. Friedmann in Wien ausgeführt werden, wesentlich dadurch, daß die Mischdüse nicht mit einer Klappe versehen ist, sondern dem beim Ansaugen überschüssigen Dampf zur Verhütung des Anstauens desselben ein Ausweg dadurch geschaffen ist, daß die Mündung der Dampfdüse in der Mischdüse in den zum Überlaufrohr führenden Gehäuseraum verlegt ist. Die Körting'sche Anordnung wird durch Fig. 698 veranschaulicht. Es ist hier keine Ventilspindel vorhanden wie bei den vorerwähnten Injektoren, sondern es ist in die Dampfzuleitung ein besonderes Absperrventil einzuschalten. Um das Ansaugen zu sichern, sind zwei Dampfdüsen a und b angebracht, von

denen a einen ringförmigen Strahl ausströmen läßt, der die Saugwirkung hervorruft und das angesaugte Wasser dem zweiten, aus b strömenden Dampfstrahl zuführt, welcher den zur Überwindung der Kesselspannung notwendigen Druck erzeugt. Eine Anstauung des Dampfes in der Mischdüse c beim Ansaugen wird dadurch vermieden, daß der überschüssige Dampf durch den zwischen dem Ende der Dampfdüse a und dem Anfang der Mischdüse c befindlichen Spalt entweicht und durch die sich öffnende Rückschlagklappe d in den zum Schlabberrohr führenden Gehäuseraum e abströmt. Solche sogenannte Sicherheitsinjektoren werden von Gebr. Körting in 8 Größen für eine Lieferung von 17 bis 160 l in der Minute gebaut; diese Leistung gilt für eine absolute Kesselspannung von 5 Atm. und wenn das Wasser zufließt und kalt ist; bei warmem Speisewasser und für saugende Wirkung nimmt die Leistung bis auf $^2/_3$ der angegebenen ab. Die Grenze der Saugfähigkeit bei kaltem Wasser liegt bei 4 m Saughöhe, die jedoch nur bei hohen Kesselspannungen erreicht wird. Die höchste zulässige Speisewassertemperatur beträgt 42°.

A. Friedmann in Wien liefert wiederansaugende Injektoren in mehreren Formen, welche in ihrer besonderen Bauart den verschiedenen Bedarfsfällen angepaßt sind, sich aber darin gleichen, daß die Mischdüse mit Austrittsspalten für den beim Ansaugen überschüssigen Dampf versehen ist. Diese Injektoren sind entweder mit einer durch Schraube oder Hebel stellbaren Ventilspindel versehen, welche das Absperrventil für die Dampfzuleitung trägt, mittelst dessen unmittelbar die Dampfdüse abgeschlossen werden kann, oder es ist ein besonderes Absperrventil in die Dampfzuleitung einzuschalten. Eine der Friedmann'schen Bauarten ist in Fig. 699 veranschaulicht. Die durch ein Ventil absperrbare Dampfdüse a ist wie bei den Körting'schen Injektoren doppelt; die Mischdüse b besitzt zwei Spalte für den etwa notwendigen Dampfaustritt; die Wirkung entspricht derjenigen des Körting'schen Injektors. Der Ausgang nach dem zum Schlabberrohr B führenden Gehäuseraum A ist mit einem Rückschlagventil c versehen. Neuerdings hat Friedmann noch eine Einrichtung angebracht, welche auch in Fig. 699 angedeutet ist und den Zweck hat, bei hohen Spannungen den in der Mischdüse b entstehenden Wasserstrahl während der Druckwirkung zum Nachsaugen von Wasser zu benutzen. Hierzu ist der am Wasserlauf C befindliche Hahn d, der zur Regelung der zu speisenden Wassermenge dient, so gestaltet, daß er auch den Zutritt zu einem Kanal e öffnen und schließen kann, welcher in den inneren Schlabberraum führt. Es wird dann bei genügend hoher Spannung in dem durch die Mischdüse b strömenden Strahl ein Nachsaugen von Wasser stattfinden, welches durch die Spalten der Mischdüse, die beim Ansaugen den überschüssigen Dampf entweichen lassen, in diese tritt und nach der Fangdüse mitgerissen wird. Das Rückschlagventil g verhindert, daß während des Ansaugens Dampf aus dem inneren Raum

nach dem Kanal e und damit nach dem Saugrohr C strömt. Friedmann verfertigt seine Injektoren in verschiedenen Größen, deren Leistungsfähigkeit durch die Grenzen 18 und 230 l geförderte Wassermenge gegeben ist, die bei 11 Atm. absolutem Druck erreicht werden. Je nach der Kesselspannung kann das Speisewasser gewisse höchste Temperaturen besitzen, mit etwa 5—7 Atm. Dampf läßt sich noch Wasser von 60° ohne Schlabberverlust fördern; bei höheren Temperaturen kann wohl auch noch eine Förderung entstehen, jedoch entweicht dann ein Teil des Wassers nach dem Überlaufrohr.

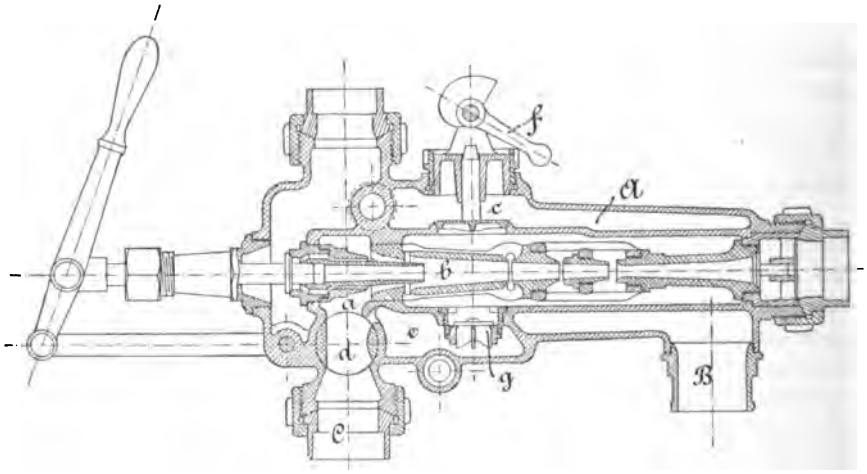


Fig. 699.

Von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover wird ein wiederansaugender Injektor geliefert, der nach der Angabe von Penberthy gebaut wird und in Amerika vielfach bei Lokomobilen zur Anwendung kommt. Der Austritt des beim Ansaugen überschüssigen Dampfes aus der Mischdüse ist hier an das Ende derselben verlegt und findet demnach durch den Spalt zwischen diesem Ende und dem Anfang der Fangdüse statt. Dieser Austritt ist jedoch nur möglich, so lange ein den genannten Spalt umgebendes, an der Fangdüse lose verschiebbares Ringtellerventil unter dem Einfluß seines Gewichts geöffnet ist. Dies ist während des Ansaugens der Fall; der überschüssige Dampf entweicht dann durch das geöffnete Ringventil und die Rückschlagklappe nach dem Schlabberrohr. Sobald aber die Druckwirkung entsteht und demnach das Wasser durch die Fangdüse strömt, tritt ein kleiner Teil aus feinen Bohrungen derselben in den unter dem Ringventil befindlichen Gehäuseraum, hebt das Ventil und schließt es ab, so daß der Austritt nach dem Schlabberrohr hin aufhört.

Eine ähnliche Bauart geben Gebr. Leser, G. Wittmann Nachf. in Hamburg den von ihnen hergestellten Injektoren (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 72949). Der beim Ansaugen überschüssige Dampf kann hier durch einen Spalt entweichen, der dadurch gebildet wird, daß die Mischdüse in zwei Teile geteilt und die Teile etwas auseinander gerückt sind; über diesen ringförmigen Spalt ist eine Glocke geschoben, die zuerst vom eintretenden Dampf gehoben wird, so daß der Dampf entweichen kann. Sobald dann das Wasser durch die Fangdüse geht, hört die Druckwirkung des Dampfes auf die Glocke auf, diese fällt durch ihr Eigengewicht herab auf den unteren Teil der Mischdüse und schließt damit den Austrittsspalt ab.

Die vorgenannte Firma liefert diese Injektoren, welche stets lotrecht aufzustellen sind, in 9 Größen für eine Lieferung von 4 bis 96 l kalten Speisewassers bei 6 Atm. Dampfdruck.

Um den selbsttätig wiederansaugenden Injektor für verschiedene Dampfspannungen einstellen zu können, haben Holden & Brooke in Manchester die Dampfdüse dadurch verschiebbar gemacht, daß sie mit Muttergewinde den schraubenförmig gestalteten Teil der Regelungsspindel umfaßt und letztere an einer Verschiebung durch einen scheibenförmigen Ansatz gehindert ist. Wird nun die Spindel gedreht, so verschiebt sich die an einer Drehung durch Feder und Nut gehinderte Dampfdüse, wodurch das Dampfeintrittsende derselben sich von dem kegelförmig zugespitzten Ende der Spindel entfernt und gleichzeitig das andere Ende der Dampfdüse der feststehenden Mischdüse sich nähert. Es wird also gleichzeitig der Dampfzutritt erweitert und der Wasserzutritt vermindert; beim Zurückdrehen der Spindel wird umgekehrt die Dampfzuführung gedrosselt und gleichzeitig der Wasserzufluß vergrößert; dieses Zurückdrehen erfolgt bei hohen, das Vorwärtsdrehen bei niederen Dampfspannungen.

Die selbsttätig wiederansaugenden Injektoren können auch bei zufließendem Wasser, also ohne Saugwirkung angewendet werden; es ist aber dann jedenfalls in die Wasserzuleitung ein Ventil oder Hahn einzuschalten, um bei Außerdienststellung des Injektors den Wasserzutritt absperren zu können.

Diese Injektoren kommen sofort in Gang, sobald das Dampfventil geöffnet wird, was auch rasch geschehen kann; eine Nachregelung des Dampfzutrittes ist, sofern nicht der Injektor verschiedenen Dampfspannungen angepaßt werden soll, unnötig. Die Regelung der geförderten Wassermenge kann durch Einstellung eines in die Wasserzuführung eingeschalteten Ventils oder Hahnes erfolgen.

Wenn der Injektor zum Vorwärmen des Speisewassers gebraucht werden soll, so ist das Schlabberventil zu schließen, was durch Aufpressen einer Druckschraube oder eines Exzenterstücks (vgl. Fig. 699) geschehen kann.

Die besondere Eigenschaft der selbsttätig wieder ansaugenden Injektoren, auch bei etwaigem „Durchschlagen", wie dies durch Eintritt von Luft in die Saugleitung infolge von Wassermangel oder von heftigen Schwankungen des Wasserspiegels im Saugbehälter enteteht, sofort wieder anzusaugen und dadurch in Tätigkeit zu kommen, sobald die Saugrohrmündung wieder in das Wasser eintaucht, ist eigentlich nur wichtig bei den Kesseln der Lokomotiven, Lokomobilen und Schiffe. Bei feststehenden Kesseln ist der erwähnte Vorteil von geringer Bedeutung, da undichte Saugrohre ohnehin unzulässig sind und die anderen genannten Ursachen des „Abschnappens" hier kaum in Betracht kommen. Jedoch ist neuerdings die Verwendung solcher Injektoren auch bei feststehenden Kesseln beliebt geworden, da ihre Bedienung einfach ist.

Die größte Saugfähigkeit und die Möglichkeit, sehr heißes Wasser zu fördern, werden erreicht durch Anwendung zweier Düsensysteme, wie solche zuerst Ernst Körting angegeben hat. Nachdem das demselben erteilte Patent (D.R.P. Kl. 13 Nr. 425) abgelaufen ist, werden solche Doppel-Injektoren auch von anderen gebaut und die verschiedenen Bauarten unterscheiden sich wesentlich voneinander nur durch die Einrichtung der Vorkehrung, durch welche die Dampf- und Wasserzuführung zu den beiden Düsensystemen und der Abfluß des Schlabberwassers geregelt wird.

Die neuere Gestaltung des von Gebr. Körting in Körtingsdorf gebauten sogenannten Universal-Injektors ist in Fig. 700 bis 702 veranschaulicht.

Der Betriebsdampf wirkt zweimal auf den Wasserstrahl; wird durch eine kleine Drehung des Handhebels A die Achse a und durch die auf derselben sitzende Exzenterscheibe b die Stange c etwas bewegt, so wird dadurch die geradlinig geführte Stange d und damit auch die Stange e angehoben. An dieser hängen mittelst eines Hebels die Ventile f und g; da letzteres größer als ersteres ist, so wird der auf g ruhende größere Dampfdruck dieses zunächst geschlossen halten; das Anheben der Stange e wird also zuerst nur eine Hebung des kleineren Dampfventils f bewirken, wodurch der Dampf in die Düse B eintritt; es erfolgt wie bei den gewöhnlichen Injektoren das Ansaugen des Wassers, der Mischstrahl strömt durch die Düse C und gelangt zunächst durch den offenstehenden Hahn D ins Freie. Durch eine weitere Drehung von A wird durch den Hahn D der Kanal h abgeschlossen, der Wasserstrahl muß nach dem Raum E fließen und tritt durch die Düse f und den Kanal i wieder ins Freie. Wird nun der Hebel noch etwas bewegt, so wird in der beschriebenen Weise die Stange e weiter gehoben, so daß, nachdem das Ventil f seinen Hub infolge Anstoßens der Ventilstange in ihrer Führung vollendet hat, nun das Ventil g geöffnet wird; gleichzeitig wird der Hahn D so gedreht, daß auch der Kanal i abgeschlossen wird; der Dampf strömt durch die

Düse G, wirkt nochmals auf den Wasserstrahl und treibt ihn durch das Speiseventil H in das Druckrohr. Die einzelnen Vorgänge können rasch aufeinander folgen, weshalb zum Anlassen des Injektors einfach der Handhebel A aus der gezeichneten Lage langsam nach links zu drehen ist.

Diese doppelten Injektoren werden mit Eisenkörpern und Metalldüsen in 16 Größen für eine Fördermenge von 26 bis 620 l in der Minute und ganz in Metall in 14 Größen für 9,5 bis 275 l Fördermenge angefertigt, wobei ein Betriebsdampfdruck von 7 Atm. und die Hebung kalten zufließenden Wassers vorausgesetzt ist. Wenn das Wasser anzusaugen

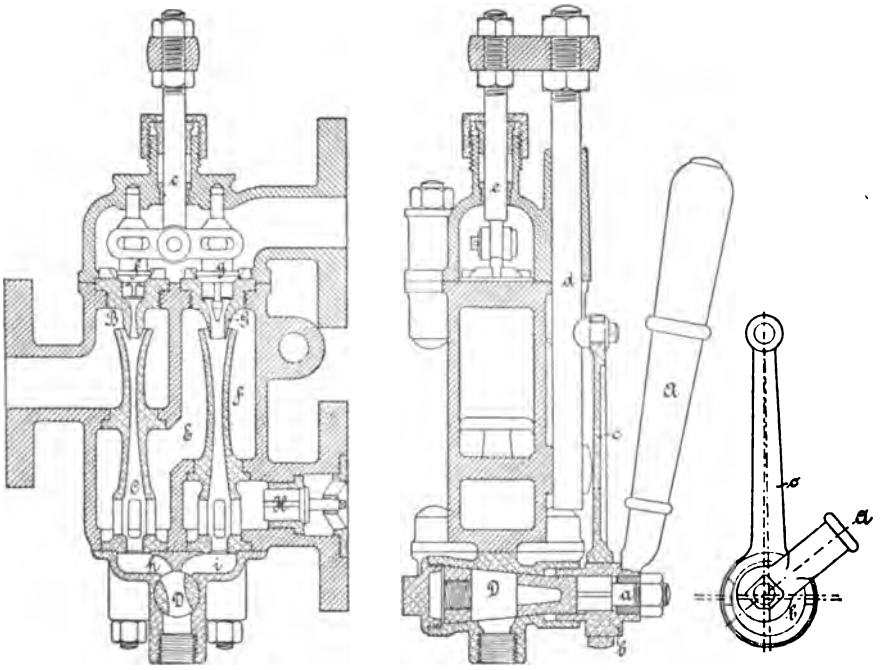


Fig. 700—702.

ist, ferner bei geringerem Dampfdruck und warmem Wasser vermindert sich die Leistung bis auf zwei Drittel der angegebenen; die Grenzen der Leistungsfähigkeit bestehen in der Überwindung einer größtmöglichen Saughöhe von 6,5 m bei kaltem Wasser und in der Förderung von 70° warmen Wasser, wobei dasselbe jedoch zufließen muß. Die von der genannten Firma in den Handel gebrachten Injektoren fördern

bei absoluten Dampfspannungen von	3	4	5—9	10—11	12—13	Atm.
kaltes Wasser bei Saughöhen von	2,5	5	6	5	4	m
heißes, zufließendes Wasser von	54	60	65	64	62	Grad
heißes Wasser bei 2 m Saughöhe von	50	58	60	57	54	„

Die Firma baut auf Verlangen auch Doppelinjektoren mit anderer Leistungsfähigkeit als der angegebenen. Diese Körting'schen Injektoren haben eine sehr große Verbreitung gefunden; sie werden bei zufließendem Wasser lotrecht, bei anzusaugendem Wasser liegend aufgestellt. Ein besonderer Vorzug der Doppelinjektoren besteht auch darin, daß sie das Wasser bedeutend vorwärmen, etwa um 50°, so daß es in heißem Zustande in den zu speisenden Kessel tritt.

Wie schon erwähnt, unterscheiden sich die von anderen Fabrikanten angefertigten Injektoren von den vorbeschriebenen wesentlich durch die

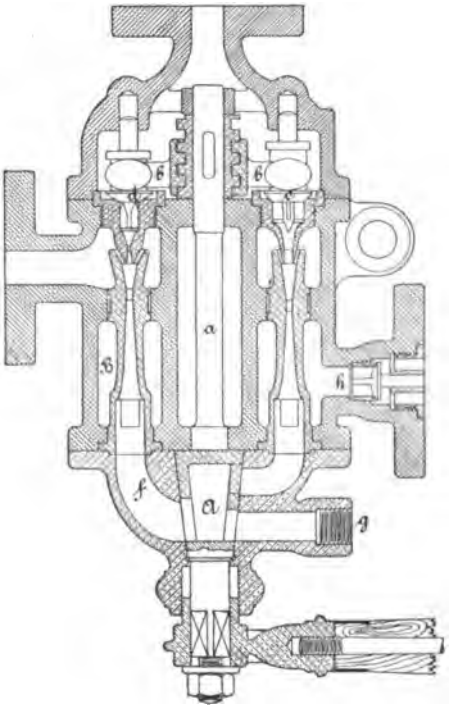


Fig. 703.

Einrichtung der Regelungsvorkehrungen, die bei den älteren Formen des Körting'schen Injektors auch andere Bauart zeigten. Es kommt dabei insbesondere darauf an, möglichst durch einen einzigen Handgriff die beiden Dampfventile und den Ausflußhahn richtig einstellen zu können, wie es bei dem Körting'schen Injektor erreicht ist. Eine einfache Lösung dieser Aufgabe zeigt auch der von den Zentralheizungswerken A.-G. in Hannover-Hainholz gebaute Injektor (D. R. P. Kl. 59 Nr. 57635). Wie Fig. 703 zeigt, ist der Ausflußhahn A hier so angebracht, daß seine Achse a

zwischen den beiden Düsensystemen liegt und unmittelbar durch Schraubengetriebe auf das mit Muttergewinde versehene Querstück b wirkt, welches dadurch die beiden Dampfventile d und e nacheinander öffnet, daß es mit seinen beiderseitigen Armen b in Aussparungen greift, die in den Ventilkörpern angebracht sind. Das angesaugte Wasser fließt dann zuerst durch die Düse B, den Kanal f, den Hahn A und den Stutzen g ins Freie, hierauf, wenn dieser Weg durch das weitere Drehen des Hahns A abgesperrt und das Ventil e geöffnet wird, durch das zweite Düsenpaar und aus diesem durch das Speiseventil h in die Druckleitung. Diese Injektoren werden in 14 Größen für eine Lieferung von 8 bis 265 l in der Minute bei 7 Atm. absoluter Dampfspannung, 2 m Saughöhe und einer Speisewassertemperatur bis zu 25° gebaut; für geringeren Dampfdruck, größere Saughöhe und wärmeres Wasser vermindert sich die Leistung. Die Injektoren können in lotrechter oder wagrechter Lage angewendet werden.

Weniger einfach als bei dem vorerwähnten Injektor ist die Regelungsvorrichtung bei dem in Amerika häufig verwendeten Doppel-Injektor von Hancock. Es ist für den Dampfeintritt zu den beiden Düsensystemen ein Schieber angebracht, und für den Wasseraustritt nach dem Ausfluß und für die Wasserbewegung vom ersten nach dem zweiten Düsensystem je ein Ventil angeordnet. Durch einen Handhebel werden zwei gleichfalls am Gehäuse gelagerte Hebel bewegt, von denen der eine den Schieber, der andere die beiden Ventile verstellt.

Einige andere Regelungsvorrichtungen sind aus den deutschen Patenten (Klasse 59) ersichtlich. Es hat z. B. L. Becker ein Patent auf die Verwendung eines einzigen Hahnes erhalten (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 75169), der mit verschiedenen Durchgängen versehen ist, welche beim Drehen des Hahnes dem Dampf und dem Wasser die erläuterten Wege gestatten. J. Wildemann in Berlin (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 82123) verwendet für den gleichen Zweck einen Hahn, welcher den Wasserzutritt, einen zweiten Hahn, welcher den Abfluß des Schlabberwassers, und einen Rundschieber, der den Dampfzutritt regelt; die drei Steuerungsorgane liegen hintereinander in einem gemeinschaftlichen Gehäuse und werden von einem Hebel dadurch bewegt, daß dieser den erstgenannten Hahn unmittelbar dreht, und letzterer dann durch einen Anschlag den anderen Hahn und durch einen Knaggen den Schieber mitnimmt. J. Heinrich in Berlin (erlosch. D.R.P. Kl. 59, Nr. 64302) legt die beiden Dampfventile ineinander; durch einen Hebel wird zuerst das innere Ventil gehoben und bei weiterem Anziehen der Ventilstange auch das zweite Ventil durch einen an der Stange sitzenden Anschlag geöffnet.

Ein Versagen des Injektors kann folgende Ursachen haben: exzentrische Stellung der Düsen, Verengung der Leitungsquerschnitte durch nach innen getretene Dichtungsringe, zu große Reibungswiderstände infolge plötzlicher Querschnittsänderungen und scharfer Krümmungen in

den Leitungen, Undichtheit am Gehäuse oder an der Saugleitung oder an dem in der Druckleitung befindlichen Rückschlagventil, Verengung der Düsenmündungen durch Wasserstein oder dergl. Diese Übelstände lassen sich durch entsprechende Änderungen an den Düsen und der Leitung, durch zweckmäßigere Dichtungen bezw. durch Reinigen des Injektors beseitigen.

Eine weitere Ursache des Versagens kann eine zu hohe Drucksäule bei stehendem Kessel bilden; es muß dann der Injektor in der Nähe der Wasserlinie angebracht werden. Ferner kann das „Durchschlagen" des Injektors bei zu hoher Temperatur desselben oder zu heißem Speisewasser eintreten; im ersteren Falle muß der Injektor durch Überschütten oder Durchlassen von kaltem Wasser abgekühlt werden; im anderen Falle ist dem zu heißen Wasser kaltes zuzusetzen. Schließlich kann durch Einfrieren des Injektors das Anlassen desselben unmöglich werden; er muß dann aufgetaut werden. Ein Versagen während des Betriebes entsteht auch, wenn der Kessel überkocht.

Bei Verwendung des Injektors zum Speisen von Schiffskesseln kann ein Versagen auch beim Schlingern des Schiffes eintreten, indem dann heberartige Wirkungen innerhalb der Leitung entstehen können; ferner kann ein Verstopfen der Düsen durch Salzteilchen leicht erfolgen. Es werden daher die Injektoren auf Schiffen wenig angewendet.

Für die Speisung von feststehenden oder Lokomotivkesseln finden die Injektoren jedoch wegen ihrer Einfachheit, Billigkeit, sparsamen Ausnutzung der Dampfwärme, ihres geringen Raumbedarfes und der leichten Aufstellbarkeit ausgedehnteste Anwendung.

Berechnung der Dampfstrahlpumpen.

Die rechnerische Ermittelung der Wirkungsweise der Dampfstrahlpumpe ist insbesondere von Grashof in seinem Werke „Theoretische Maschinenlehre", III. Bd., 3. und 4. Lief., und von Herrmann in seiner Neubearbeitung des Weisbach'schen Lehrbuches der Ingenieur- und Maschinenmechanik, II. Teil, 2. Abtl., 9. u. 10 Lief., ferner von Poillon (a. a. O. S. 316 u. f.) durchgeführt worden. Die nachfolgenden Ausführungen schließen sich im wesentlichen an diese Abhandlungen, insbesondere an diejenige Grashofs an. Hierzu seien folgende Bezeichnungen mit Bezug auf die Geripp-Figur 704 gewählt:

H_s Saughöhe, gemessen von dem Wasserstand des Saugbehälters bis zum Saugraum der Pumpe;

H_d gesamte Druckhöhe; bei der Kesselspeisung setzt sich dieselbe aus dem Abstand H'_d vom Saugraum der Pumpe bis zum Wasserstand des Kessels und der dem Druck des Kesseldampfes entsprechenden Wassersäulenhöhe zusammen;

F, F_s, F_a, F_d Querschnitte der Dampfdüse, des Saugrohrs an seiner Einmündung in den Saugraum, der Auffangdüse und des Druckrohres;

v, v_s, v_a, v_d entsprechende Geschwindigkeiten des durch die Querschnitte strömenden Dampfes bezw. Wassers;

G Gewicht des in der Sekunde aus der Dampfdüse strömenden Dampfes;

G_s Gewicht des in der Sekunde angesaugten Wassers; somit

$G + G_s$ Gewicht der geförderten Flüssigkeitsmenge;

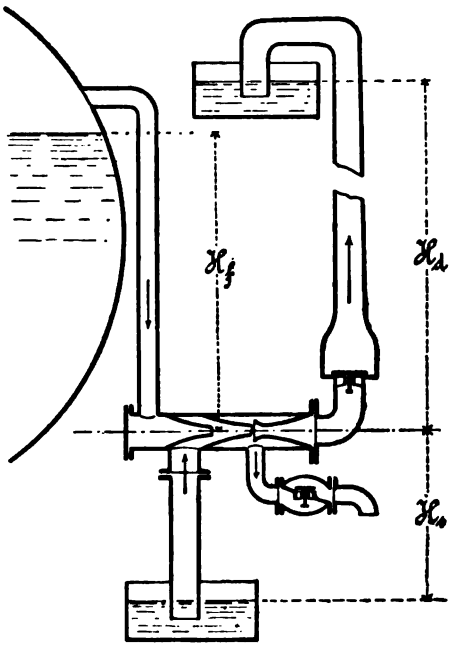


Fig. 704.

q, r, ϱ Flüssigkeitswärme, gesamte und innere Verdampfungswärme des der Dampfdüse entströmenden Dampfes;

q_s, q_d Flüssigkeitswärmen des angesaugten und des ins Druckrohr fließenden Wassers;

t_s, t_d die Temperaturen dieser Wassermengen;

σ Volumen von 1 kg des Arbeitsdampfes;

p_s Druck im Saugbehälter, gewöhnlich gleich dem der Atmosphäre;

p_d Druck in dem zu speisenden Behälter, gemessen in der Höhe H_d über dem Saugraum;

p Druck in dem Behälter, aus welchem der Arbeitsdampf mit einer Temperatur t entnommen wird, gemessen in einer Höhe H_f über dem Injektor;

p_a Druck im Querschnitt F_a der Auffangdüse;

p′ Druck im Saugraum der Pumpe;

$\mathfrak{A}$ Wärmewert der Arbeitseinheit; ist diese, wie hier der Fall, zu 1 mkg genommen, so ist $\mathfrak{A} = \frac{1}{424}$.

Als Flächeneinheit sei 1 qm angenommen, die Drucke seien in Atm. ausgedrückt.

Es muß nun die Summe der aufgewendeten Arbeiten gleich der geleisteten Arbeit sein, wobei hier besonders zu beachten ist, daß erhebliche Teile beider Arbeitsmengen als Wärme auftreten, somit die Arbeitswerte der letzteren in die Gleichstellung der Arbeiten einzuführen sind; die Arbeitswerte ergeben sich bekanntlich aus den ermittelten Wärmeeinheiten durch Multiplizieren derselben mit der Zahl $\frac{1}{\mathfrak{A}} = 424$.

Die aufgewendeten Arbeiten werden teils vom Arbeitsdampf, teils von dem im Saugbehälter herrschenden Druck p_s geleistet, und es ergibt sich für 1 Sekunde die lebendige Kraft des aus der Dampfdüse strömenden Dampfes

$$G\,[10\,000\,p\,\sigma + H_f],$$

da σ das Volumen von 1 kg Arbeitsdampf in cbm und p der Druck in kg auf 1 qcm ist; ferner ist das dem Wärmeinhalt des Arbeitsdampfes entsprechende Arbeitsvermögen

$$\frac{1}{\mathfrak{A}}\,G\,(q + y\,\varrho);$$

die Arbeit des Druckes p_s ist

$$10\,G_s\,p_s;$$

($10\,p_s$ ist die dem Druck p_s entsprechende Wassersäulenhöhe in m); das der Flüssigkeitswärme des angesaugten Wassers entsprechende Arbeitsvermögen ist

$$\frac{1}{\mathfrak{A}}\,G_s\,q_s.$$

Die gesamte aufgewendete Arbeit ist daher:

$$G\left[10\,000\,p\,\sigma + H_f + \frac{1}{\mathfrak{A}}\,(q + y\,\varrho)\right] + G_s\left[10\,p_s + \frac{1}{\mathfrak{A}}\,q_s\right].$$

Die geleistete Arbeit besteht in der Förderung der Wassermenge G_s auf die Höhe H_s und derjenigen $G + G_s$ nach dem zu speisenden Behälter, wobei die Höhe H'_d sowie der Gegendruck in demselben zu überwinden sind und der Flüssigkeit die Geschwindigkeit v_d erteilt werden

muß; ferner äußert sich ein Teil der geleisteten Arbeit als die im geförderten Wasser enthaltene Wärmemenge und ein Teil ist als nach außen abgegebene Wärme verloren gegangen; dieser Wärmeverlust sei mit C bezeichnet, dann ist der entsprechende Arbeitsverlust $\frac{C}{\mathfrak{A}}$. Die bei der Saug- und Druckwirkung entstehenden Leitungswiderstände in den Röhren, an den in diese eingeschalteten Ventilen u. dgl. ergeben hier keine Arbeitsverluste, da die hiefür aufgewendete Arbeit sich in Wärme umsetzt, also die Temperatur des geförderten Wassers erhöht. Es ist nun die Arbeit zur Förderung bei der Saugwirkung

$$G_s\ H_s,$$

diejenige zur Förderung bei der Druckwirkung

$$(G + G_s)\left[10\ p_d + H'_d + \frac{v_d^2}{2\,g}\right];$$

der Arbeitswert der in den Kessel gelangenden Flüssigkeitswärme

$$\frac{1}{\mathfrak{A}}(G + G_s)\,q_d;$$

die gesamte geleistete Arbeit ist somit:

$$G\left[10\ p_d + H'_d + \frac{v_d^2}{2\,g}\right] + G_s\left[10\ p_d + H'_d + \frac{v_d^2}{2\,g} + H_s\right] + \frac{1}{\mathfrak{A}}(G + G_s)\,q_d + \frac{C}{\mathfrak{A}}.$$

Die Gleichsetzung der Arbeiten ergibt demnach:

$$G\left[10\,000\ p\,\sigma + H_f + \frac{1}{\mathfrak{A}}(q + y\,\varrho)\right] + G_s\left[10\,p_s + \frac{1}{\mathfrak{A}}\,q_s\right] = G\left[10\ p_d + H'_d + \frac{v_d^2}{2\,g} + \frac{q_d}{\mathfrak{A}}\right] + G_s\left[10\,p_d + H'_d + \frac{v_d^2}{2\,g} + H_s + \frac{q_d}{\mathfrak{A}}\right] + \frac{C}{\mathfrak{A}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ 488$$

Hieraus ist

$$G_s = \frac{G\left[10000\,p\,\sigma - 10\,p_d + \frac{1}{\mathfrak{A}}(q - q_d + y\,\varrho) + H_f - H'_d - \frac{v_d^2}{2\,g}\right] - \frac{C}{\mathfrak{A}}}{10\,(p_d - p_s) + \frac{1}{\mathfrak{A}}(q_d - q_s) + (H'_d + H_s) + \frac{v_d^2}{2\,g}} \quad \ldots\ 489$$

Es kann nun das spezifische Volumen des Arbeitsdampfes

$$\sigma = w + y\,u$$

und

$$\varrho + 10\,000\ \mathfrak{A}\ p\,u = r$$

gleich der spezifischen Verdampfungswärme gesetzt werden, wenn w das

als gleichbleibend angenommene spezifische Volumen des Wassers (= 0,001 cbm), w + u dasjenige des gesättigten Dampfes bezeichnet. Einsetzen dieser Werte und Multiplikation des Zählers und Nenners mit $\mathfrak{A}$ ändert die Gleich. 489 in

$$G_s = G\,\frac{\left[10000\,\mathfrak{A}\left(p\,w-\frac{1}{1000}p_d\right)+(q-q_d+y\,r)+\mathfrak{A}(H_f-H'_d-\mathfrak{A}\frac{v_d^2}{2g}\right]-C}{10\mathfrak{A}(p_d-p_s)+(q_d-q_s)+\mathfrak{A}(H'_d+H_s)+\mathfrak{A}\frac{v_d^2}{2g}} \quad . \quad 490$$

Herrmann vernachlässigt in seiner Entwickelung, die sich besonders auf die Verwendung der Dampfstrahlpumpe zur Kesselspeisung bezieht, den Wärmeverlust C, die Höhe H'_d und den Wert der lebendigen Kraft $\frac{v_d^2}{2g}(G_s+G)$; ferner wird $p_d = p$, $H_f = H'_d$ gesetzt. Die von Herrmann aufgestellte Gleichung lautet demnach in den angenommenen Bezeichnungen:

$$G_s = G\,\frac{q-q_d+y\varrho}{q_d-q_s+[10(p_d-p_s)+H_s]\,\mathfrak{A}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 491$$

Grashof erläutert, daß mit Rücksicht auf den ohnehin nur unsicher zu schätzenden Wärmeverlust C die Glieder, welche den Faktor $\mathfrak{A} = \frac{1}{424}$ besitzen, sehr klein gegen die nicht mit demselben behafteten sind und daher gegen letztere vernachlässigt werden können.

Es ergibt sich dann die Gleichung

$$G_s = G\,\frac{(q-q_d+y\,r)-C}{q_d-q_s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 492$$

Da die Flüssigkeitswärme für Wasser sich aus

$$q = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3$$

berechnet, so kann für eine angenäherte Rechnung $q_d = t_d$, $q_s = t_s$ gesetzt werden; wird dann noch der Wärmeverlust C vernachlässigt, so ist die in der Sekunde angesaugte Wassermenge angenähert gleich

$$G_s = G\,\frac{(q-t_d+y\,r)}{t_d-t_s}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 493$$

und hieraus die Temperatur des nach dem zu speisenden Behälter gedrückten Wassers

$$t_d = \frac{G\,(q+y\,r)+G_s\,t_s}{G+G_s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 494$$

Richard entwickelt in der Revue générale de chemins de fer 1882 2. Bd. S. 210 die Formel

$$G_s = G\,\frac{t-t_d+y\,r}{t_d-t_s}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 495$$

welche mit Gleich. 493 bis auf den für angenäherte Rechnung gleichfalls erlaubten Ersatz der Flüssigkeitswärme q des Arbeitsdampfes durch die Temperatur t desselben im gesättigten Zustande übereinstimmt.

Für die Zustandsänderung des im Druckrohr sich bewegenden Wassers ergibt die Gleichsetzung der lebendigen Kräfte:

$$(1-\zeta_d)\frac{v_a^2}{2g}=\frac{v_d^2}{2g}+H'_d+10\,\frac{p_d-p_a}{\gamma}; \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 496$$

die Widerstandsvorzahl ζ_d ist dabei auf den Querschnitt F_a bezogen; γ ist die Dichte des geförderten Wassers und wegen der erhöhten Temperatur desselben kleiner als 1; ferner ist in Gleich. 496 berücksichtigt, daß die der Verdichtung des im Querschnitt F_a etwa noch beigemischten Dampfes entsprechende Arbeit sich in Wärme umsetzt und daher die Arbeit des in F_a herrschenden Druckes p_a für die Gewichtseinheit der Flüssigkeit nicht gleich der entsprechenden Druckhöhe $10\,\frac{p_a}{\gamma_a}$, sondern richtiger nur $10\,\frac{p_a}{\gamma}$ zu setzen ist.

Grashof vereinfacht die Gleich. 496 in der Erwägung, daß, da F_a stets sehr klein gegen F_d ist, v_d^2 gegen v_a^2 vernachlässigt, und daß ferner

$\gamma \sim 0{,}981$ also $=\frac{g}{10}$ gesetzt werden kann. Dann ergibt sich aus Gleich. 496

$$v_a=\sqrt{\frac{20}{1-\zeta_d}\left[\gamma\,(H'_d+10\,(p_d-p_a)\right]}. \quad . \quad . \quad 497$$

Für die Dichte γ_a des durch die Auffangdüse strömenden, mit Dampfteilchen gemischten Wassers, welche sich unmittelbar aus

$$G+G_a=1000\,F_a\,v_a\,\gamma_a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 498$$

ergibt, hat Grashof durch Versuche die Beziehung

$$\gamma_a=1{,}1-0{,}005\,t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 499$$

für $t=25^0$—85^0 als ungefähr zutreffend gefunden, vorausgesetzt, daß die Dampfstrahlpumpe in regelrechtem Betrieb sich befindet und ein Ansaugen von Luft an der Auffangdüse nicht stattfindet; hierzu muß entweder die Mischdüse ohne Unterbrechung in das Druckrohr übergehen oder wenigstens die Übertrittskammer von der äußeren Luft abgesperrt sein; anderenfalls wird das Luftsaugen auch vermindert, wenn $F_a \gtrless F$ ist.

Der Druck p_a in der Auffangdüse ist gleich dem Luftdruck, wenn die Übertrittskammer mit einem nach außen führenden Schlabberrohre versehen ist, dagegen ist $p_a = p'$, wenn diese Kammer mit dem Saugrohre in Verbindung steht oder ganz fehlt, indem die Mischdüse unmittelbar in das Druckrohr übergeht (vergl. Fig. 684). Bei der Betrachtung der Vorgänge in dem Saugraume der Dampfstrahlpumpe ist zunächst die Geschwindigkeit v, mit welcher der Dampf der Dampfdüse entströmt, zu er-

mitteln. Nach Grashof ist (vergl. a. a. O. S. 635) für den hier vorliegenden Fall

$$v = \sqrt{\frac{2g}{1+\zeta_f}\frac{m}{m+1}\,10\,\frac{p}{\gamma_f}}, \quad \ldots\ldots 500$$

hierbei ist

$$m = \frac{a(1+\zeta_f)}{1+a\,\zeta_f} \text{ mit } a = 1{,}035 + 0{,}1\,y \quad \ldots\ldots 501$$

zu setzen.

ζ_f ist hierbei die Widerstandsvorzahl der Dampfzuleitung.

Es kann nun angenommen werden, daß wegen der im Saugraum herrschenden geringen Spannung p' der einströmende Dampfstrahl sich zunächst ausdehnt, wobei seine Geschwindigkeit v' und seine Pressung p' wird und hierauf durch das angesaugte Wasser die Verdichtung eintritt; v' ergibt sich dann aus der von Grashof a. a. O. S. 635 angegebenen allgemeinen Formel, welche lautet

$$v' = \sqrt{2g\frac{a}{a-1}\,10\,\frac{p}{\gamma_f}\left[1-\left(\frac{p'}{p}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right]}, \quad \ldots\ldots 502$$

für welche Gleichung nach Grashof wegen der Kleinheit des Wertes von ζ_f auch

$$v' = \sqrt{\frac{2g}{1+\zeta_f}\frac{a}{a-1}\,10\,\frac{p}{\gamma_f}\left[1-\left(\frac{p'}{p}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right]} \quad \ldots 503$$

gesetzt werden kann.

Für die Bestimmung der Spannung p' gilt wieder die Gleichung der lebendigen Kraft und ist danach

$$(1+\zeta_s)\frac{v_s^2}{2g} = 10\,\frac{p_s - p'}{\gamma_s} - H_s, \quad \ldots\ldots 504$$

wobei v_s sich aus

$$G_s = 1000\,F_s\,v_s\,\gamma_s \quad \ldots\ldots\ldots 505$$

ergibt. Wird nun für die rechnerische Ermittlung der bei der Mischung des Dampfstrahles und des angesaugten Wassers entstehenden Zustandsänderung wiederum die Summe der eingeleiteten Arbeitswerte gleich derjenigen der sich bildenden und zu überwindenden, sowie der infolge des bei der Mischung entstehenden Stoßes in Wärme sich umsetzenden Arbeit gesetzt, so ergibt sich

$$G\frac{v'^2}{2g} + G_s\frac{v_s^2}{2g} = (G+G_s)\left[\frac{v_a^2}{2g} + 10\,\frac{(p_a - p')}{\gamma_a}\right] + G\,\frac{(v'-v_a)^2}{2g} + G_s\frac{(v_s-v_a)^2}{2g}. \quad \ldots\ldots 506$$

Hieraus folgt

$$\frac{G_s}{G} = \frac{\frac{v_a (v' - v_a)}{g} - 10 \frac{p_a - p'}{\gamma_a}}{\frac{v_a (v_a - v_s)}{g} + 10 \frac{p^a - p'}{\gamma_a}} \quad \ldots \ldots \quad 507$$

Für den Fall $p_a = p'$ wird

$$\frac{G_s}{G} = \frac{v' - v_a}{v_a - v_s} \quad \ldots \ldots \quad 508$$

Da v_s klein gegen v_a, v_a klein gegen v' ist, so läßt sich näherungsweise setzen

$$\frac{G_s}{G} \sim \frac{v'}{v_a} \quad \ldots \ldots \quad 509$$

Für die Berechnung des Querschnittes F der Dampfdüse gilt nach Grashof (a. a. O. S. 635), da für die hier in Betracht kommenden Fälle

$$p' < p \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m}{m-1}} \quad \ldots \ldots \quad 510$$

zu sein pflegt,

$$F = \frac{G}{\alpha \sqrt{\frac{g\,m}{1+\zeta_f} \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}} 10\,000\,000\; p\; \gamma_t}}; \quad \ldots \quad 511$$

hierbei ist m durch die Formel 501 gegeben und α bedeutet eine Kontraktionsvorzahl.

Poillon gibt in seinem bezeichneten Werke eine Entwickelung von Pochet, welche zu ähnlichen Formeln führt, auf deren Wiedergabe hier jedoch verzichtet werden kann, da die Grashof'schen Ausführungen erschöpfender sind.

Die Dampfstrahlpumpe kann nur dann zur Wirksamkeit gelangen, wenn die Temperatur t_s des anzusaugenden Wassers und dessen Saughöhe H_s gewisse Grenzen nicht überschreiten. Jedenfalls muß, damit die Verdichtung im Saugraum erfolgen kann,

$$t_d < t' \quad \ldots \ldots \quad 512$$

sein, wenn t' die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes vom Drucke p' ist. Nach Gleich. 504 ist

$$p' = p_s - \frac{\gamma_s}{10} \left[H_s + (1 + \zeta_s) \frac{v_s^2}{2\,g} \right]; \quad \ldots \quad 513$$

damit ist auch t' für jede Saughöhe bestimmt.

Da nun $t_d - t_s$ im wesentlichen von dem Drucke p des Arbeitsdampfes abhängt und nach früherem bestimmt werden kann, so ist $(t_s)_{max}$ gegeben.

Besondere Fälle.

1. Für die Dampfstrahlpumpe mit nach außen führendem Überlauf und in ihrer Verwendung zur Speisung desselben Kessels, aus welchem der Arbeitsdampf entnommen wird, ist

$$p = p_d,\ p_s = p_a = 1.$$

Werden die Widerstandsvorzahlen ζ_f, ζ_s, ζ_d nach den Erfahrungsergebnissen und den hierfür gültigen Gesetzen angenommen, ist die Temperatur t_s des anzusaugenden Wassers, der Kesseldruck p und die Höhe H'_d gegeben und wird p' als $\gtrless 1$ angenommen, so ergibt sich aus Gleich. 497 für $\gamma = 1$ der Wert der Geschwindigkeit v_a in der Auffangdüse und aus Gleich. 503 derjenige von v'. Wird nun für $\frac{G_s}{G}$ nach Gleich. 509 der angenäherte Wert $\frac{v'}{v_a}$ gesetzt, so findet sich aus Gleich. 494 die Temperatur t_d des Wassers im Druckrohre, da die Gesamtwärme $q + y r = 606{,}5 + 0{,}305\,t$ für $y = 1$ ist. Tatsächlich ist $y > 1$, jedoch ist die Annahme $y = 1$ zu größerer Sicherheit gerechtfertigt. Die Temperatur t des Arbeitsdampfes ist entsprechend der Pressung desselben bekannt, die Dichte γ_a ergibt sich dann aus Gleich. 499. Wird nun nach Grashof $\frac{F_s}{F_a} = 15$ bis 20 angenommen, so läßt sich aus Gleich. 505 die Geschwindigkeit v_s berechnen, da $\gamma_s = 1$ ist.

Nun kann $\frac{G_s}{G}$ nach Gleich. 507 genau berechnet werden und ergibt sich gegenüber dem bereits ermittelten Werte eine zu große Verschiedenheit, so ist der neue Wert einer wiederholten Berechnung von t_d, γ_a, v_s und von $\frac{G_s}{G}$ selbst zugrunde zu legen.

Die mögliche Saughöhe H_s bestimmt sich aus Gleich. 504, der Querschnitt F_a der Auffangdüse aus Gleich. 498 und damit der Saugrohrquerschnitt F_s. Ferner läßt sich die Geschwindigkeit v in der Dampfdüse und deren Querschnitt F aus Gleich. 500 und 511 für die anzunehmenden Werte $y = 0{,}9$ und $\alpha = 0{,}9$ berechnen.

In der vorbeschriebenen Weise hat Grashof für den vorliegenden besonderen Fall und für

$$H'_d = 0,\ \zeta_d = \zeta_f = 0{,}04,\ \zeta_s = 4,\ \frac{F_s}{F_a} = 20$$

eine Zahlentafel berechnet, aus welcher nachfolgende Werte entnommen sind:

p	p'	t_s	H_s	$\frac{G}{G_s}$	t_d	$\frac{d}{d_s}=\sqrt{\frac{F}{F_s}}$
2	1	15	−0,11	0,032	34,7	1,22
4	1	15	—0,31	0,040	39,3	1,25
6	1	15	−0,49	0,045	42,8	1,23
8	1	15	−0,66	0,050	45,7	1,21
10	1	15	—0,82	0,054	48,3	1,20
2	1	45	−0,08	0,032	63,8	1,12
4	1	45	−0,22	0,040	68,3	1,15
6	1	45	—0,34	0,046	71,7	1,13
8	1	45	−0,46	0,051	74,5	1,11
10	1	45	−0,57	0,055	76,9	1,09
2	0,9	15	0,92	0,032	34,4	1,21
4	0,9	15	0,72	0,039	38,9	1,26
6	0,9	15	0,54	0,045	42,4	1,23
8	0,9	15	0,37	0,049	45,3	1,21
10	0,9	15	0,21	0,053	47,8	1,19
2	0,8	15	1,96	0,031	34,0	1,20
4	0,8	15	1,75	0,039	38,6	1,23
6	0,8	15	1,57	0,044	41,9	1,22
8	0,8	15	1,40	0,049	44,8	1,20
10	0,8	15	1,23	0,053	47,4	1,18

Die Werte von $\frac{G}{G_s}$, t_d und $\frac{d}{d_s}$ sind als Mittelwerte aufzufassen. Wie in früherem erläutert, ist es ratsam, die Dampfdüsenöffnung etwas größer und durch einen Stift verstellbar zu machen (vgl. S. 600); diese Regelung kann auch durch ein in der Dampfzuflußröhre eingeschaltetes Ventil geschehen, wodurch ζ_f nach Bedürfnis sich vergrößern, also G verkleinern läßt. Läßt man mehr Dampf zuströmen, als es den Werten der Tabelle entspricht, so wird wohl die Geschwindigkeit v_s der Förderung größer, aber in nicht erheblichem Maße, da dann die Verdichtung des Dampfes im Saugraum weniger schnell und vollkommen geschieht; ferner wachsen mit vermehrtem Dampfzufluß die Wärmeverluste und der Wirkungsgrad wird kleiner.

Aus obigen Rechnungsergebnissen kann für den vorliegenden Fall gefolgert werden:

daß mittelst derselben Pumpe um so mehr Wasser in den Kessel gefördert werden kann, je höher die Dampfspannung des letzteren ist, indem diese Wassermenge in etwas geringerem Grade als die Quadratwurzel aus dem Überdrucke des Kesseldampfes wächst,

daß die Fördermenge mit steigender Temperatur t_s des anzusaugenden Wassers abnimmt,

daß sie aber durch eine Saughöhe H_s, so lange dieselbe eine gewisse positive Grenze nicht überschreitet, nur wenig beeinflußt wird,

daß endlich das passende Verhältnis der Dampfdüsenweite zur kleinsten Weite des Druckrohres (Auffangdüse) sich unter verschiedenen Umständen nur wenig ändert.

Der die Grenze der Wirksamkeit der Dampfstrahlpumpe im vorliegenden Falle bedingende theoretische Meistwert von t_s ergibt sich in folgender Weise:

Für $p_s = 1$, $\gamma_s = 1$, $\zeta_s = 4$, $v_s = 2$ ergibt sich aus Gleich. 513 nahezu

$$p' = 0{,}9 - 0{,}1\, H_s;$$

werden nun die zusammengehörigen Werte zusammengestellt, so findet sich

$H_s =$	0	1	2	3	4	5
$p' =$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
$t' =$	97,1	93,9	90,3	86,3	81,7	76,2.

Aus den S. 623 vorliegenden Zahlenwerten ergibt sich im Mittel:

für $p =$	4	6	8	10
$t_d - t_s =$	24	27	30	33.

Es würde nun

$$(t_s)_{max} = t' - (t_d - t_s)$$

sein. Die sich hieraus ergebenden abgerundeten Werte von $(t_s)_{max}$ sind in folgender Tafel zusammengestellt:

H_s	0	1	2	3	4	5
$p = 4$	73	70	66	62	58	52
$p = 6$	70	67	63	59	55	49
$p = 8$	67	64	60	56	52	46
$p = 10$	64	61	57	53	49	43

Der anwendbare Wert von t_s ist jedoch erheblich kleiner als $(t_s)_{max}$, da immer zu beachten ist, daß die aus der Zahlentafel S. 623 zu entnehmenden Temperaturerhöhungen als Mindestwerte aufzufassen sind, entsprechend der Zulassung von genau derjenigen Dampfmenge, die unbedingt nötig ist. Da in Wirklichkeit stets etwas mehr Dampf zugelassen wird, so wird $t_d - t_s$ größer, also $(t_s)_{max}$ kleiner werden. Ferner ist eine kleinere Temperatur t_s nötig, damit die Dampfverdichtung rasch und vollständig erfolgt.

Es sei hier noch bemerkt, daß Giffard für seinen Injektor zur Berechnung der in der Sekunde geförderten Wassermenge in cbm eine Formel angegeben hat, welche mit der hier angenommenen Bezeichnung lautet:

$$G + G_s = 10\, F \sqrt{p}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 514$$

2. Für die Dampfstrahlpumpe mit nach außen abgeschlossenem Überlauf in ihrer Verwendung zur Speisung desselben Kessels, aus welchem der Arbeitsdampf entnommen wird, ist $p_a = p'$, $p = p_d$, v_a wird unter

sonst gleichen Umständen größer als im ersten Falle, wenn die Pumpe saugt, also $p' < 1$ ist; $\frac{G_s}{G}$ bestimmt sich aus Gleich. 508 und behält nahezu die gleichen Werte wie im Falle 1, auch t_d ändert sich kaum, so daß die Werte obiger Tafel auch für diese Pumpe nahezu gelten, wenn H_s nicht sehr erheblich ist. Nur G_s wird etwas größer und zwar ungefähr im Verhältnis:

$$\sqrt{p - p'} : \sqrt{p - 1}.$$

3. Ist $p_d < p$, wie es bei Dampfstrahlpumpen vorkommt, welche zur Speisung eines Behälters dienen, wie z. B. bei Wasserstationen zur Tenderfüllung, ferner aber auch bei den doppeltwirkenden Pumpen Fig. 700—703, so können unter sonst gleichen Verhältnissen, also auch für $p_a = p'$, die Werte von v_a und $\frac{G}{G_s}$ erheblich kleiner werden, somit auch t_d, selbst wenn t_s einen größeren Wert hat. Ferner läßt sich eine größere Saughöhe H_s überwinden, da auch in diesem Fall, wenn also p' kleiner wird, t_d doch noch kleiner bleibt, als die diesem Drucke p' entsprechende Sättigungstemperatur von Wasserdampf, wie es der Fall sein muß, damit die Verdichtung des Dampfes möglich sei. Der doppeltwirkende Injektor von Körting kann daher wärmeres Wasser auf größere Höhe saugen, als der gewöhnliche einfachwirkende Injektor, denn nach der Saugwirkung ist das angesaugte Wasser durch die erste Dampfdüse nur unter einen Druck zu versetzen, der wenig größer als der Atmosphärendruck ist; im zweiten Teil der Pumpe muß dann allerdings der Kesseldruck p_d überwunden werden, es ist jedoch das Wasser nicht mehr anzusaugen.

Bei dem doppeltwirkenden Injektor erfordert die Wirksamkeit, dass, wenn t' und t'' die Temperaturen des gesättigten Wasserdampfes bei den in den beiden Saugräumen herrschenden Drucken p' bezw. p'' sowie τ' und τ' die durch die erste und zweite Dampfdüse bewirkte Wassererwärmung bezeichnen,

$$t_s + \tau' < t' \text{ und } t_s + \tau' + \tau'' < t'' \quad . \quad . \quad . \quad , \quad . \quad 515$$

sei; äußerstenfalls könnte

$$\tau' = t' - t_s \text{ und } \tau'' = t'' - t' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 516$$

werden; t' und t'' sind den Drucken p' und p'' entsprechend einzusetzen; hierbei kann für die zulässige angenäherte Rechnung

$$p' = 0{,}9 - 01\, H_s,$$
$$p'' = p_z - 0{,}1$$

genommen werden, wenn p_z den Druck zwischen dem ersten Druckrohr und der zweiten Dampfdüse bezeichnet. Mit Hilfe von Gleich. 494 ist

$$\tau' = \frac{G(q + y\,r) - G\,t_s}{G + G_s} \quad , \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 517$$

daraus folgt, wenn t_s durch $t_s + \tau' = t'$ ersetzt wird,

$$\tau'' = \frac{G(q + y r) - G t'}{G + G_s} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 518$$

Die Geschwindigkeiten v_a und v_a'' in den engsten Querschnitten des ersten und zweiten Druckrohres ergeben sich aus Gleich. 497, wenn für die Bestimmung von v_a' statt $p_d - p_a$ nunmehr $p_z - p'$ und für diejenige von v_a'' nun $p_d - p''$ gesetzt wird; ferner bestimmen sich die Geschwindigkeiten v' und v'' aus Gleich. 496 für die Drucke p' und p''. Somit ergibt sich nach Gleich. 507 das Verhältnis $\frac{G_s}{G}$ für jede Düse je nach Einsetzung von v' oder v''.

Um nun den Meistwert von t_s zu berechnen, muß p_z zunächst angenommen werden, dann wird p', p'', t', t'', v_a'' und v'' für das zweite Druckrohr, bezw. für die zweite Dampfdüse bestimmt, ferner $\frac{G_s}{G}$ für letztere und nun nachgesehen, ob der aus Gleich. 518 sich ergebende Wert für τ'' etwa 20% unter dem durch Gleich. 516 bestimmten Werte bleibt, da bei dem durchschnittlichen Betrieb die Erwärmung um etwa 20% größer angenommen werden kann, als sie infolge der gerade nötigen Dampfmenge sein würde. Ist dies nicht der Fall, so ist die Rechnung mit einem andern Wert von p_z zu wiederholen, bis τ'' genügend genau ermittelt ist. Dann kann v_a' und v' für das erste Druckrohr, bezw. für die erste Dampfdüse und damit das zugehörige Verhältnis $\frac{G_s}{G}$ berechnet werden. Hierauf ergibt sich die gesuchte Temperatur $(t_s)_{max}$ zu

$$(t_s)_{max} = t' - \tau_{,} = t' - G\,\frac{q + y r - t_s}{G + G_s}$$

$$= \left(1 + \frac{G}{G_s}\right) t' - \frac{G}{G_s}(q + y r); \quad \ldots \ldots \quad 519$$

$\frac{G}{G_s}$ ist dabei für die erste Düse zu verstehen. Es ist dann wieder ein erheblich geringerer Wert als $(t_s)_{max}$ für die Ausführung zu benutzen.

Wird z. B. $p = 8$ Atm. und $H_s = 5$ m genommen, so war für den einfach wirkenden Injektor $(t_s)_{max} = 46$; für den doppeltwirkenden finden sich, wenn $H_d' = 0$, $a = \frac{9}{8}$ (für $y = 0{,}9$), $\zeta_d = \zeta_f = 0{,}04$ und $p_z = 1{,}6$ angenommen wird, folgende Werte:

$$p' = 0{,}9 - 0{,}1\,H_s = 0{,}4,$$
$$p'' = p_z - 0{,}1 = 1{,}5;$$

nach Grashofs Tafeln (a. a. O. S. 647) demnach

$$t' = 76{,}25, \qquad t'' = 111{,}74;$$

ferner wird

$$v'_a = \sqrt{\frac{20}{1-\zeta_d} 10\,(p_z - p')} = 15{,}8,$$

$$v''_a = \sqrt{\frac{20}{1-\zeta_d} 10\,(p_d - p'')} = 36{,}8,$$

$$v'' = \sqrt{\frac{2g}{1+\zeta_f} \frac{m}{m-1} 10 \frac{p}{\gamma_f}\left[1 - \left(\frac{p'}{p}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right]} = 902,$$

da γ_f die Dichte des Arbeitsdampfes sich für $y = 0{,}9$ zu 0,00475 aus obenerwähnter Grashof'scher Tabelle ergibt und m aus Gleich. 501 zu 1,12;

$$v'' = \sqrt{\frac{2g}{1+\zeta_f} \frac{m}{m-1} 10{,}333 \frac{p}{\gamma_f}\left[1 - \left(\frac{p''}{p}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right]} = 698;$$

$$\frac{G_s}{G'} = \frac{v' - v'_a}{v'_a - v_s} = 64{,}2 \text{ für die erste Dampfdüse,}$$

$$\frac{G_s}{G''} = \frac{v'' - v''_a}{v''_a - v_s} = 19{,}0, \text{ für die zweite Dampfdüse,}$$

wenn v_s zu 2 m genommen wird;

$$\tau'' = \frac{q + y\,r - t'}{1 + \frac{G_s}{G''}} = 29{,}1,$$

da

$$q + y\,r = 606{,}5 + 0{,}305\,t,$$

die Temperatur t des Arbeitsdampfes aber 170,8 °, also

$$q + y\,r = 658{,}6$$

ist.

Da die Grenze für $\tau'' = t'' - t' = 35{,}5$ ist, so würde der gefundene Wert von $\tau'' = 29{,}1$ ungefähr passen, also die Annahme von $p_z = 1{,}6$ genügend genau sein. Es würde dann nach Gleich. 519

$$(t_s)_{max} = 67{,}2,$$

also bedeutend höher wie beim einfachwirkenden Injektor.

Das Verhältnis der Querschnitte der beiden Dampfdüsen ist gleich dem der durchströmenden Dampfmengen und dieses ergibt sich, da G_s für beide Düsen nahezu gleich ist, als

$$G' : G'' = 19{,}0 : 64{,}2.$$

Die Wärmeverluste, welche durch Wärmeabgabe der Dampfstrahlpumpe und der zugehörigen Leitung an die umgebende Luft stattfinden,

sind insbesondere von der Größe und der sonstigen Beschaffenheit der abkühlenden Fläche und der Lufttemperatur abhängig; eine genaue Ausrechnung ist praktisch wertlos. Giffard hat bei einem Versuche einen Wärmeverlust von ungefähr 15 % der Wärmevermehrung des geförderten Wassers ermittelt.

Für den Wirkungsgrad der Dampfstrahlpumpe kommt insbesondere in Betracht, ob die Wärmevermehrung der geförderten Flüssigkeit nützlich ist, oder ob von derselben kein Gebrauch gemacht wird, die Pumpe also nur auf eine gewisse Höhe fördern soll. Im ersten Falle, der bei der Kesselspeisung hauptsächlich auftritt, beträgt der Arbeitsverlust in der Sekunde nur $\frac{C}{\mathfrak{A}}$, da auch die lebendige Kraft des in den Kessel strömenden Wassers nicht verloren geht, sondern durch Wärmeentwickelung sich wieder nutzbar macht. Wird für C der von Giffard gefundene Wert

$$0{,}15\,(G + G_s)(q_d - q_s)$$

gesetzt, so ist der Wirkungsgrad demnach

$$\eta = 1 - \frac{\frac{0{,}15}{\mathfrak{A}}(G + G_s)(q_d - q_s)}{G\left[10\,p + H_f + \frac{1}{\mathfrak{A}}(q + y\,r)\right] + G_s\left[10\,p_s + \frac{1}{\mathfrak{A}}q_s\right]} \quad . \quad . \quad . \quad 520$$

Wird z. B. für den S. 622 behandelten besonderen Fall für $t_s = 15^0$, $p = 6$, $p' = 0{,}8$ und $H_f = 0$, der Wirkungsgrad berechnet, so ergibt sich zunächst aus der Tafel S. 623 $\frac{G}{G_s} = 0{,}044$, $t_d = 41{,}9$ und es wird

$$\eta = 1 - \frac{0{,}15 \cdot 424 \cdot 1{,}044\,(41{,}9 - 15)}{0{,}044\,(10 \cdot 6 + 424 \cdot 655) + (10 \cdot 1 + 424 \cdot 15)}$$
$$\sim 0{,}90.$$

Hierbei zeigt sich, daß die nicht mit $1/\mathfrak{A} = 424$ multiplizierten Glieder verschwindend klein gegen die anderen sind, so daß die Vernachlässigung der ersteren das Ergebnis nahezu unverändert läßt. Es kann also der Wirkungsgrad mit genügender Genauigkeit auch durch

$$\eta = 1 - \frac{0{,}15\,(G + G_s)(q_d - q_s)}{G\,(q + y\,r) + G_s\,q_s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 521$$

bestimmt werden.

Wird jedoch die Dampfstrahlpumpe nur zur Förderung, also z. B. zur Füllung von Behältern benutzt, ohne daß die Wärmevermehrung Verwendung findet, dann ist der Wirkungsgrad äußerst gering. Die geleistete Arbeit beträgt nur $G_s\,H_s + (G + G_s)(H'_d + 10\,p_d)$,

also wird

$$\eta = \frac{G_s H_s + (G + G_s)(H'_d + 10 p_d)}{G\left[10 p + H_f + \frac{1}{\mathfrak{A}}(q + y r)\right] + G_s\left[10 p_s + \frac{1}{\mathfrak{A}} q_s\right]}; \qquad 522$$

für die vorher gemachten Annahmen wird also, da H_s aus der Tabelle sich zu 1,57 ergibt,

$$\eta = \frac{1{,}57 + 1{,}044 \,.\, 10 \,.\, 6}{0{,}044\,(10 \,.\, 6 + 424 \,.\, 655) + (10 \,.\, 1 + 424 \,.\, 15)} = 0{,}0035.$$

Die Verwendung der Dampfstrahlpumpe zur Flüssigkeitsförderung ist also höchst unvorteilhaft, wenn von der Temperaturerhöhung der Flüssigkeit kein Gebrauch gemacht wird.

Im Vergleiche mit einer gut wirkenden Dampfpumpe ergibt sich folgendes:

Diejenige Arbeit, welche, an gehobenem Wasser gemessen, bei 1 kg Dampfverbrauch geleistet wird, ist

$$\frac{G_s H_s + (G + G_s)(H'_d + 10 p_d)}{G},$$

für den in vorstehendem berechneten Fall also 1460 mkg; es würde somit der stündliche Dampfverbrauch für 1 PS Nutzleistung sein

$$\frac{3600 \,.\, 75}{1460} = 185 \text{ kg},$$

während eine Dampfpumpe für Kesselspeisung bei sehr gutem Baue von Dampfmaschine und Pumpe nur etwa 20—30 kg Dampf verbraucht, Allerdings wächst diese Zahl bei den gewöhnlichen schlecht gebauten und schlecht unterhaltenen Dampfpumpen ganz bedeutend.

Bezüglich des Vergleiches mit dem Injektor ist noch zu beachten. daß bei Verwendung der Dampfpumpe in vorliegendem Falle das Wasser mit 15° Temperatur in den Kessel gelangt, während bei der Dampfstrahlpumpe letztere etwa 41,9—0,15 (41,9—15), also $\sim$ 38°, beträgt. Wird der dieser Temperaturerhöhung von 23° entsprechende Arbeitswert berück sichtigt, so ergibt sich die Nutzarbeit, welche bei 1 kg Dampfverbrauch in der Sekunde geleistet wird, allgemein zu

$$\frac{G_s H_s + (G + G_s)\left(H'_d + 10 p_d + \frac{1}{\mathfrak{A}} \,.\, 0{,}85\,(q_d - q_s)\right)}{G},$$

für den vorliegenden Fall also 232000 mkg, somit würde der stündliche Dampfverbrauch für 1 PS Nutzleistung nur

$$\frac{3600 \,.\, 75}{232000} \sim 1{,}2 \text{ kg}.$$

sein.

Die Einzelteile der Dampfstrahlpumpen.

Das Gehäuse wird entweder aus Gußeisen, Kanonenmetall, Rotguß oder Messing hergestellt; im ersteren Falle werden die Düsen fast durchgängig aus Rotguß oder einer ähnlichen Metalllegierung angefertigt. Die Durchmesser der Düsenmündungen ergeben sich aus der Berechnung; die Form der Düsen im Längsschnitte kann jedoch nur durch Versuche gefunden werden, eine theoretische Ermittelung läßt sich hierfür nicht feststellen. Die Anfertigung von Dampfstrahlpumpen ist Sache einzelner Fabriken, welche auf Grund langjähriger Erfahrungen und zahlreicher Versuche zweckmäßige Formen ermittelt haben.

Die Durchmesser der Wasserzuführung und der Druckleitung werden vielfach gleich groß genommen und bei den Injektoren mit einem Düsensystem für eine Wassergeschwindigkeit von 0,8 bis 1,7 m, bei denjenigen mit zwei Düsensystemen (Universal-Injektoren) für eine Geschwindigkeit von 0,8 bis 2,3 m berechnet, wobei die größeren Werte für größere Injektoren gelten.

Die Dampfleitung wird gewöhnlich von gleicher lichter Weite wie die Wasserleitung genommen; bei den Abdampf-Injektoren muß erstere jedoch eine erheblich größere Weite als letztere erhalten.

In welcher Weise die verschiedenen Leitungen auszurüsten sind, wurde bereits erläutert und ist hier nur noch zu erwähnen, daß der Betriebsdampf möglichst hoch aus dem Kessel entnommen werden muß, damit kein Wasser mitgerissen wird, wodurch die Strahlpumpe außer Tätigkeit kommen würde. Um die Reibungswiderstände in der Saug- und der Druckleitung möglichst klein zu erhalten, ist es notwendig, diese so anzuordnen, daß in ihnen keine scharfen Krümmungen oder plötzliche Querschnittsänderungen vorkommen; auch Fußventile sind aus gleichem Grunde nicht anzuordnen. Dagegen ist es meist notwendig, das Ende des Saugrohrs mit einem Korb zu versehen, dessen feine Öffnungen Unreinigkeiten fernhalten; damit dieses Saugsieb keinen größeren Widerstand verursacht, muß der freie Durchgangsquerschnitt mindestens zweimal so groß, besser noch größer, als der des Saugrohrs sein.

Bei großer Saughöhe muß die Saugleitung möglichst luftdicht sein.

Um zur Vermeidung des Einfrierens die Dampfstrahlpumpe bei Außerbetriebsetzung wasserfrei machen zu können, ist es zweckmäßig, an geeigneten Stellen Ablaßhähne anzubringen.

Um ferner eine bequeme Reinigung des Injektors vornehmen zu können, falls sich an den Düsen Kesselstein angesetzt hat oder dieselben durch Unreinigkeiten verlegt sind, empfiehlt es sich, den Injektor so zu gestalten, daß der Düseneinsatz ganz oder zum größten Teile leicht herausgenommen werden kann, wozu geeignete Verschlußkappen am Gehäuse anzubringen und nötigenfalls geeignete Schlüssel mitzuliefern sind. Das Reinigen kann z. B. durch Eintauchen in Salzsäure geschehen.

Alphabetisches Namen- und Sachverzeichnis.

Abdampfinjektoren 597, 603.
Abrahamson, Flügelpumpe 399.
Abstellvorrichtungen von Kolbenpumpen 274.
Abteufpumpen 466, 496.
Aktiengesellschaft Isselburger Hütte, Zentrifugalpumpe 486.
Aktiengesellschaft Neuwied, Rohrbrunnenpumpe 303.
Allweiler, Flügelpumpe 397, 399.
Amos & Smith, Handkolbenpumpe 299.
Anlaßvorrichtungen von Kolbenpumpen 274, 326.
Ansaugvorrichtungen von Kolbenpumpen 271.
Atfeh, Schöpfwerkanlage 24.
Atmosphärendruck 109.
Automatsteuerung für Dampfpumpen 375.
Ax, Eimerwerk 6.
— Flügelpumpe 397.

Baer & Co., Hydraulischer Widder 576.
Barclay, Injektor 604.
Bartrum & Powell, Rotationspumpe 407.
Bastier, Kettenpumpe 15.
Baumann, Saugkorb 291.
Baupumpe 295.
Becker, Doppelinjektor 613.
Benckiser, Gebr., Preßpumpe 315.
Bergmannspumpe 333.
Berlier, Absaugung von Kanaljauche 501.
Berliner Union, Zentrifugalpumpe 472.
Blake, Dampfpumpe 365.
Blancke & Co., Injektor 606.
Bleirohre 287.
Bode, Saugheber 508.
Böhm, Hydraulischer Widder 577.
Böhme, Bohrlochpumpe 309.
Borsig, Mammutpumpe 513.
— Ringventil 247, 252, 255, 259.
Borsig, Stopfbüchse 237.
— Wasserhaltung mit 12stufiger Zentrifugalpumpe 497.
— Zentrifugalpumpen 464, 467, 475, 480.
Brodnitz & Seydel, Doppelzentrifugalpumpe 473.
— — Regelungsventil für Zentrifugalpumpen 459.
— — Zentrifugalpumpe 465.
Brunnenpumpe 294, 466.
Buderus, Flügelpumpe 401.

Californiapumpe 312.
Cameron, Dampfpumpe 360.
Chizzolini, Pumprad 19.
Corliß, Ringventil 247.
Cornish, Dampfpumpe 359.

Dampfdruckpumpen 531—562.
Dampfpumpen mit Schwungrad 338—354.
— direkt wirkende 354—386.
Dampfstrahlkondensatoren 591.
Dampfstrahlpumpen 586.
Decker, Dampfpumpe 357.
Decoeur, Zentrifugalpumpe 469.
Dehne, Zwillingsdampfpumpe 341.
Diaphragmapumpe 295.
Dick, Kohlensäurespritzen 529.
Differentialpumpen 45—49.
Doppelinjektoren 610—614.
Dresdener Fabrik für Gas- und Wasseranlagen, Regelungsventil für hydraulische Widder 576.
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Dampfstrahlelevatoren 589, 590.
— — — Injektoren 595, 608.
— — — Wasserstrahlpumpen 565.
Dülken, Injektor 600.
Duplexpumpe 367.

Eger, Entlüftung von Heberleitungen 505.
Eichler, Pulsometer 543, 547, 548, 550, 559.
Ejektoren 564, 586—591.
Eimer 4.
Eimerwerk 6.
Elevatoren 564, 586—591.
Enke, Rotationspumpe 415, 421.
Escher, Wyß & Co., Zentrifugalpumpe 486.
Etagenventile 261.
Expreßpumpe 329.
Extincteur 528.
Eytelwein, Versuche mit Stoßhebern 579, 584.

Farcot, Zentrifugalpumpe 489.
Fernis, Ventil 246.
Fischer, Hydraulischer Widder 577.
Flader, Flügelpumpe 396.
Flanschenröhren, Normalien 288.
Foster, Berechnung der Pumpräder 21.
Frank, Berechnung von Rohrleitungen 128.
Freundlich, Sichelpumpe 419.
Friedmann, Dampfstrahlejektor 589.
— Injektor 596, 607.
Fünfhausen, Schöpfwerk 19, 26.
Füratsch, Flügelpumpe 393.
Fußventil 289.

Garvens, Hydraulischer Widder 579.
Gasdruckpumpen 528.
Gelpke-Kugel, Zentrifugalpumpe 486.
Giffard, Injektor 602, 624, 628.
Glockenventil 250.
Götze, Handpreßpumpe 301.
Gouda, Schöpfwerk 23.
Greathead & Martindale, Wasserstrahlpumpe 566.
Greeven & Co., Pulsometer 544.
Greindl, Rotationspumpe 413.
Gritzner, Niagarapumpe 298.
Gruppenventile 258.
Gummiklappen 269.
Gummischläuche 284, 287.
Gußeiserne Röhren 283, 284, 288.
Gutermuth, Klappenventil 267.
— Pumpen 322.
Guth, Flügelpumpe 397.

Hall, Pulsometer 543, 548, 550.
Hammelrath & Schwenzer, Diaphragmapumpe 295.
Hancock, Doppelinjektor 613.
Handeimer 3.
Handkolbenpumpen 292—301.
Hanfschläuche 284, 287.
Haniel & Lueg, Anlaßvorrichtung für Kolbenpumpen 326.
— — Ringventil 259.
— — Wasserhaltung mit elektrischem Antrieb 325.
Haubenventil 250.
Haußmann, Dampfdruckpumpe mit Membrane 561.
— Pulsometer 539.
Heinrich, Doppelinjektor 613.
Henne, Hydraulischer Widder 578.
Henry, Rotationspumpe 411.
Hilpert, Hydraulischer Widder 579, 585.
Hörbiger, Ventil 255.
Hofpumpe 293.
Holden & Brooke, Abdampfinjektor 604.
Hubpumpen 41—42.
Hubventile 241—263.
Hülsenberg, Dampfpumpe 361.
Humboldt, Hochdruckdifferentialpumpe 323.
Hydraulischer Widder 572—585.
Hydraulische Widderstände bei Kolbenpumpen 127.
Hydraulischer Wirkungsgrad 125.

Jacobs, Schraubenkolbenpumpe 427.
Jäger & Co., Kreiskolbenpumpe 417.
— Zentrifugalpumpen 475, 483, 491.
Iben, Versuche an Wasserstrahlpumpen 571.
Ideal, Kraftausgleicher 378.
Indikatordiagramme von Kolbenpumpen 390.
— von Pulsometern 557.
Injektoren 594—614.

Kapselpumpen 405.
Kastenrad 3.
Kastenwerk 6.
Katwijk aan Zee, Schöpfwerk 24, 26.
Kegelventile 244.
Kestner, Luftdruckpumpen 516—519.
Kettenpumpe 15.
Khatatbeh, Zentrifugalpumpenanlage 489.
Klappenventile 263.
Klein, Schanzlin & Becker, Handkolbenpumpe 297.
— — — Ringventile 254, 256, 258.
— — — Schnüffelventil 218.
— — — Unapumpe 315.
— — — Unastopfbüchse 286.
— — — Vorrichtung zum Ansaugen von Kolbenpumpen 273.

Klein, Schanzlin & Becker, Walzenpumpe 422.
— — — Wasserhaltung mit elektrischem Antrieb 325.
— — — Zentrifugalpumpe 484.
Knott, Rotationspumpe 406.
Koch, Bantelmann & Paasch, Pulsometer 541, 560.
— — — Saugventil mit hydraulischer Steuerung 193.
Köpcke, Berechnung der Wasserschnecke 33.
Körting, Gebr., Dampfstrahlelevatoren 590.
— Dampfstrahlpumpen 587.
— Injektoren 606, 610.
— Lenzejektoren 588.
— Pulsometer 536, 537, 556, 560.
— Schlammelevatoren 590.
— Strahlkondensatoren 592.
— Universalinjektoren 610.
— Wasserstrahlpumpen 564, 571.
Kohlensäurespritzen 529.
Kolben, Konstruktion 220.
Kolbenpumpen, Antriebsarbeit 111, 197 bis 209.
— Bauarten 40.
— Dampfverbrauch 197—207.
— Druckwirkung 70, 87.
— Gesichtspunkte für den Entwurf 180.
— Indizierte Arbeit 111.
— Kolbenbeschleunigung 52, 195—207.
— Kolbengeschwindigkeit 52, 195—207.
— Kolbenreibung 237.
— Kolbenweg 52.
— Lieferung 49, 51, 183.
— Lieferungsgrad 49, 197—207.
— Mehrförderung 81.
— Pumpenkörper 210.
— Saugwirkung 55, 87.
— Umdrehungszahl 181, 195—207.
— Ventilschlag 76, 81, 148.
— Wasserschlag 76, 78, 81.
— Wirkungsgrade 125, 197—209.
— Wirkungsweise 36.
— Zylinderabmessungen 183, 195—209.
Kolbenschieberpumpe 319.
Kolbenstange, Konstruktion 231.
Kolonialpumpe 300.
Korevaar, Aufleiter für Pumpräder 23.
Kraftausgleicher für Dampfpumpen 376.
Kreiselpumpen 429.
Kröber, Wasserdruckpumpe 388.
Kröhnke, Berechnung der Wasserschnecke 13, 33.
Kurbelgetriebe 52.
Kugelventile 246.
Kuhn, G., Ringventile 247, 252, 254, 261.
— Klappenventil 271.
Kuhn, G., Kugelspeisepumpe 322.
— Wasserwerk Hoheneck 344.
— Wasserwerk Frankfurt a. O. 346.
Kupferröhren 283, 286.

Lange, Kompressor mit Druckwasserbetrieb 220.
— Zentrifugalpumpe 477.
Laurent, Luftdruckpumpe 515.
Leblanc, Hydraulischer Widder 579.
Lederklappen 263.
Lehmann, Rotationspumpe 418, 419.
Leistungsregulatoren für Kolbenpumpen 278.
Leitungswiderstand 128.
Lenzejektoren 588.
Leser & Wittmann, Injektor 609.
Letestu, Pumpenkolben 227.
Liernur, Absaugen von Kanaljauche 501.
Lowack & Walter, Flüssigkeitsheber 529.
Luftdruckhebewerke 501—510.
Luftdruckpumpen 511—527.
Luftsack 50.
Luftversorgung von Windkesseln 218.

Mahla, Versuche an Strahlkondensatoren 593.
Malmedie, Berechnung der Wasserschraube 34.
— Pumprad 17.
Mammutpumpe von Borsig 513.
Manometrische Förderhöhe 126.
Marquardt, Flügelpumpe 395.
Maschinenfabrik Cyclop, Zentrifugalpumpen 461, 463, 491.
Maschinenfabrik Eßlingen, Dampfpumpe 357.
Mazza, Injektor 602.
Meer, Gebr., Ringventil 255.
— Stopfbüchse 235.
— Wasserwerk M.-Gladbach 349.
Membranpumpen 295, 297, 561.
Messingrohre 283, 287.
Metallklappen 265.
Metallschläuche 284, 287.
Möller & Blum, Hydraulischer Widder 585.
Monski, Ventilkolben 227.
Montejus (Saftheber), 514, 531.
Montgolfier, Hydraulischer Widder 572.
Montrichard, Schraubenkolbenpumpe 428.
Morin, Rotationspumpe 410.
Muffenröhren, Tabelle 288.

Nagel & Kämp, Wasserstrahlpumpe 567.
— — Wechselventil für Zentrifugalpumpen 460.
— — Zentrifugalpumpe 470.
Neubecker, Rotationspumpe 410.
Neuhaus & Co., Injektor 601.
— Pulsometer 533, 547, 548, 560.
Niagarapumpe 298.
Noria 3.

Oddesse, Dampfpumpe 370.
Ortenbach & Vogel, Kolbenschieberpumpe 319.
Orvopumpe 319.
Overmars, Pumprad 19, 22, 24.

Peniger Maschinenfabrik, Enkepumpe 421.
— — Kapselpumpe 416.
Pitcherpumpe 294.
Plunger 227.
Plungerpumpe 41, 43.
Polder 17.
Post, Schöpfwerksanlagen 27.
Presspumpen 301, 315.
Prinz Alexander-Polder 28.
Püschelkunst 3.
Pulsometer 533—561.
Pumpräder 16—27.

Quiri & Co., Zylindro-konische Schraubenpumpen 466.

Ramsbottom, Drahtliderung für Scheibenkolben 224.
Rateau, Zentrifugalpumpe 469, 476, 481.
Repsold, Rotationspumpe 411.
Restartinginjektoren 604—610.
Reuling & Hillenbrand, Luftschleusapparat für Windkessel 220.
Riedler, Expresspumpe 329.
— Indikatorversuche 392.
— Ventilsteuerung 188.
Riehn, Meinicke & Wolf, Luftfüllapparat für Windkessel 219.
Riemenpumpen 302—324.
Rijk, Pumprad 19.
Ringventile 247—263.
Rittingerpumpe 48, 309.
Ritz & Schweizer, Rotationspumpe 408.
Rohrbrunnenpumpe 303, 309.
Rohre, Normalien für gußeiserne 288.
Rohrkolben 42.
Rohrleitungen 283.
Rohrventil 247.
Root, Rotationspumpe 412.
Rühlmann, Geschichtliches über Pumpen 1.
Runde, Schöpfwerksanlagen 27.

Saftheber (Montejus) 514, 531.
Samain, Rotationspumpe 409.
Saugheber 502.
Saughöhe 107, 187.
Saugkopf 289.
Schabaver, Hydraulischer Widder 576.
Schäffer & Budenberg, Dampfstrahlelevatoren 589, 590.
— — Extincteur 528.
— — Injektoren 595, 598, 599, 601, 603, 605.
— — Pulsometer 542.
— — Wasserstrahlpumpen 565.
Schäffer & Walcker, Wasserstrahlpumpe 566.
Schaltenbrand, Versuche mit Pulsometern 550, 556.
Schau, Injektor 595.
Schaufelwerk 3.
Scheibenkolben 221.
Scheibenkolbenpumpen 44.
Scheibenwerk 3.
Schieberpumpen 317, 319.
Schiele & Co., Zentrifugalpumpe 471.
Schläuche 284.
Schlammelevatoren 589—590.
Schmid, Schieberpumpe 317.
Schmiedeiserne Röhren 283, 286.
Schneckenrad 3.
Schnüffelventile 218.
Schöpfrad 8.
Schöpfräderanlagen mit Dampfbetrieb 26.
Schöpfwerke 3—35.
Schranz, Luftdruckpumpe 521.
Schröder, Ventilversuche 190.
Schütte, Strahlkondensator 592.
Schütz & Hertel, Dampfpumpe 338.
Schwade & Co., Gelenklose Automatsteuerung 375.
— Wasserhaltung Miechowitz 327.
Schwartzkopff, Zentrifugalpumpe 486.
Schwengel 292.
Schwungschaufel 5.
Sellers, Injektor 603.
Selwig & Lange, Rotationspumpe 420.

Scharp, Steward & Co., Injektor 602.
Shone, Hebung von Kanaljauche 520.
Spaltgeschwindigkeit bei Ventilen 136, 151, 184.
Steuerung der Ventile 188.
Stopfbüchsen für Kolbenpumpen 233.
Stopfbüchsenreibung 237.
Stoßheber 572.
Strahlkondensatoren 591—594.
Straßenpumpe 293.
Strube & Co., Dampfpumpe 365.
— Injektor 606.
— Luftfüllapparat für Windkessel 220.
— Stopfbüchse 236.
Stumpf, Feuerlöschanlage mit Preßluftbetrieb 524.
— Leistungsregulator 283.
Sulzer, Wasserhaltung Horcajo 493.
— Wasserhaltung Zeche Victor 496.
— Wasserwerk Mailand 492.
— Zentrifugalpumpen 475, 477—480.

Tauchkolben 227.
Tellerventile 241.
Thometzek, Ventil 261.
Tille, Rotationspumpe 408.
Tolle, Leistungsregulator 283.
Tonkin, Dampfpumpe 359.
Tonnenmühle 11.
Topfpumpe 294.
Trommelrad 11.
Türcke, Stoßventil für hydraulische Widder 576.
Turbinenpumpen 432.
Tympanum 3.

Umdrehungszahl von Kolbenpumpen 181, 195—209.
Unapumpe 314.
Unastopfbüchse 236.
Ungleichförmigkeitsgrad des Windkesseldrucks 101.
Universalinjektor 610.

Veitmeyer, Versuche an Pulsometern 560.
Verdrängerpumpen 36.
Vereinigte Tonwarenwerke, Zentrifugalpumpen 468.
Ventile, Berechnung 153, 184.
— Konstruktion 238—271.
— Wirkungsweise 130, 138, 177.
Ventilbelastung 156, 158, 184, 187.
Ventilbewegung 141.
Ventilkolben 42, 48, 222.
Ventilschlag 76, 81, 148.
Ventilschlußgeschwindigkeit 146, 147, 152.
Ventilsteuerung 188.
Ventilüberdruck 176.
Ventilwiderstand 164, 187.
Versagen der Injektoren 613.
Verspätung des Ventilschlusses 144, 145, 147.
Voit, Dampfpumpe 363.
— Tauchkolben 227.

Wasserhaltungsmaschinen mit Dampfbetrieb 203—205.
— mit elektrischem Betrieb 205—207, 325—335, 493, 497.
— mit hydraulischem Betrieb 208—209.
Wasserwerksmaschinen mit Dampfbetrieb 196—203, 344—354, 382—384, 488, 491.
— mit elektrischem Betrieb 491, 492.
— mit Gasmotorenbetrieb 336.
Wasserdruckpumpen 208—209, 386.
Wasserschlag bei Kolbenpumpen 76, 78, 81.
Wasserschnecke 11.
Wasserschraube 27.
Wasserstrahlpumpen 563—585.
Wasserwippe 14.
Webb, Injektor 602.
Wechselventil für Zentrifugalpumpen 460.
Weise & Monski, Kegelventile 245, 246.
— Riemenpumpe 312.
— Ringventil 248.
— Stopfbüchse 235.
— Tellerventile 242, 243.
— Wanddampfpumpe 341.
— Wasserwerk Posen 336.
Weiß, Leistungsregulator 279.
Westphal, Gesetz der Ventilbewegung 137.
Weyhe, Schraubenkolbenpumpe 426.
Widder 563, 572.
Widerstände, hydraulische bei Kolbenpumpen 57, 63, 71, 73.
Widerstandsarbeit bei Kolbenpumpen 113, 115, 116.
Widerstandskoeffizienten 127.
Wildemann, Doppelinjektor 613.
Wilhelmshütte, A.-G., Stopfbüchse 235.
Windkessel, Wirkungsweise 87, 90.
— Größenbestimmung 96.
— Konstruktion 216.

Wipptrog 6.
Wirkungsgrad von Schöpfwerken 23.
— von Kolbenpumpen 125, 197—209.
— von Zentrifugalpumpen 447, 453.
Worthington-Pumpen Co., Ausführung und Dampfverbrauch der Pumpen 380—384.
— Duplexpumpe 367.
— Kraftausgleicher 376.
— Ringventil 248.
— Wasserwerk Erlenstegen 384.
Worthington-Pumpen Co., Zentrifugalpumpe 469.
Wurfrad 16, 22.
Wurfschaufel 5.

Zellenrad 3.
Zentralheizungswerke A.-G. Hannover, Dampfstrahlpumpe 589.
— — — Injektoren 606, 612.
Zinnrohre 287.

Berichtigungen.

Seite 39, Zeile 19 lies Druckhöhe statt Druckpumpe.
„ 53, „ 14 „ $F\omega r$ statt Fwr.
„ 111, „ 10 „ 900 statt 90.
„ 405, „ 1 „ Kapselpumpen statt Kaspelpumpen.
„ 408, „ 13 „ zentrisch statt exzentrisch.
„ 452, „ 25 „ oder, falls es angängig ist, vergrößert man die Eintrittsgeschwindigkeit c_1, indem man die Radbreite b_1 kleiner wählt.

Druck der Kgl. Universitäts-Druckerei von H. Stürtz in Würzburg.

Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung der Schaufelschnitte. Von Dipl. Ing. Fritz Neumann. Mit 135 Textfiguren und 7 lithographierten Tafeln. In Leinwand geb. Preis ca. M. 6,—. Erscheint im Herbst 1906.

Zur Theorie der Zentrifugalpumpen. Von Dr. techn. Egon R. von Grünebaum. Mit 89 Textfiguren und 3 Tafeln. Preis M. 3,—.

Neuere Turbinenanlagen. Auf Veranlassung von Professor E. Reichel und unter Benutzung seines Berichtes „Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris 1900" bearbeitet von Wilhelm Wagenbach, Konstruktionsingenieur an der Kgl. Techn. Hochschule Berlin. Mit 48 Textfiguren und 54 Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 15,—.

Turbinen und Turbinenanlagen. Von Viktor Gelpke, Ingenieur. Mit 52 Textfiguren und 31 lithographierten Tafeln. In Leinwand geb. Preis ca. M. 15,—. Erscheint im Herbst 1906.

Die Kraftmaschinen des Kleingewerbes. Von J. O. Knoke, Oberingenieur. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 452 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 12,—.

Die Gebläse. Bau und Berechnung der Maschinen zur Bewegung, Verdichtung und Verdünnung der Luft. Von Albrecht von Ihering, Kaiserl. Regierungsrat, Mitglied des Kaiserl. Patentamtes, Dozenten an der Königl. Friedrich-Wilhelms-Universität zu Berlin. Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 522 Textfiguren und 11 Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 20,—.

Die Hebezeuge. Theorie und Kritik ausgeführter Konstruktionen mit besonderer Berücksichtigung der elektrischen Anlagen. Ein Handbuch für Ingenieure, Techniker und Studierende. Von Ad. Ernst, Professor des Maschinen-Ingenieurwesens an der Kgl. Techn. Hochschule in Stuttgart. Vierte, neubearbeitete Auflage. Drei Bände. Mit 1486 Textfiguren und 97 lithograph. Tafeln. In 3 Leinwandbände geb. Preis M. 60,—.

Die Werkzeugmaschinen. Von Hermann Fischer, Geh. Regierungsrat und Professor an der Königl. Techn. Hochschule zu Hannover. I. Die Metallbearbeitungsmaschinen. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 1545 Textfiguren und 50 lithograph. Tafeln. In zwei Leinwandbände geb. Preis M. 45,—. II. Die Holzbearbeitungsmaschinen. Mit 421 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 15,—.

Die Drahtseile. Alles Notwendige zur richtigen Beurteilung, Konstruktion derselben. Eine der Praxis angepasste wissenschaftliche Abhandlung von Josef Hrabák, k. k. Hofrat emer. Professor der k. k. Bergakademie in Pribram. Mit 72 Textfiguren und 14 Tafeln. — In Leinwand geb. Preis M. 10,—.

Hilfsbuch für den Maschinenbau. Für Maschinentechniker sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Fr. Freytag, Professor, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. 1164 Seiten Oktav-Format. Mit 1004 Textfiguren und 8 Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 10,—. In Ganzleder geb. M. 12,—.

Die Werkzeugmaschinen und ihre Konstruktionselemente. Ein Lehrbuch zur Einführung in den Werkzeugmaschinenbau. Von Fr. W. Hülle, Ingenieur, Oberlehrer an der Königl. höheren Maschinenbauschule in Stettin. Mit 326 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 8,—.

Entwerfen und Herstellen. Eine Anleitung zum graphischen Berechnen der Bearbeitungszeit von Maschinenteilen. Von Ingenieur Carl Volk. Mit 18 Skizzen, 4 Figuren und 2 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 2,—.

Handbuch der Materialienkunde für den Maschinenbau. Von A. Martens, Professor und Direktor der Kgl. Mechan.-techn. Versuchsanstalt zu Berlin-Charlottenburg. Erster Teil. Materialprüfungswesen. Probiermaschinen und Meßinstrumente. Mit 514 Textfiguren und 20 Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 40,—.

Technische Mechanik. Ein Lehrbuch der Statik und Dynamik für Maschinen- und Bauingenieure. Von Ed. Autenrieth, Oberbaurat und Professor an der Königl. Techn. Hochschule zu Stuttgart. Mit 327 Textfiguren. Preis M. 12,—; in Leinwand geb. M. 13,20.

Elastizität und Festigkeit. Die für die Technik wichtigsten Sätze und deren erfahrungsmässige Grundlage. Von Dr.-Ing. C. Bach, Königl. Württ. Baudirektor, Prof. des Maschinen-Ingenieurwesens an der Königl. Techn. Hochschule Stuttgart. Fünfte, vermehrte Auflage. Mit zahlreichen Textfiguren und 20 Lichtdrucktafeln. In Leinwand geb. Preis M. 18,—.

Einführung in die Festigkeitslehre nebst Aufgaben aus dem Maschinenbau und der Baukonstruktion. Ein Lehrbuch für Maschinenbauschulen und andere technische Lehranstalten sowie zum Selbstunterricht und für die Praxis. Von Ernst Wehnert. Ingenieur und Lehrer an der Städt. Gewerbe- und Maschinenbauschule in Leipzig. Mit 231 in den Text gedruckten Figuren. In Leinwand geb. Preis M. 6,—.

Beitrag zur Bestimmung der Formveränderung gekröpfter Kurbelwellen. Von Georg Duffing, Ingenieur. Mit 18 Textfiguren und 2 lithogr. Tafeln. Preis M. 1,60.

Generator-Kraftgas- und Dampfkessel-Betrieb in Bezug auf Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung. Eine Darstellung der Vorgänge, der Untersuchungs- und Kontrollmethoden bei der Umformung von Brennstoffen für den Generator-Kraftgas- und Dampfkessel-Betrieb. Von Paul Fuchs, Ingenieur. Zweite Auflage von: „Die Kontrolle des Dampfkesselbetriebes". Mit 42 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 5,—.

Technische Messungen, insbesondere bei Maschinenuntersuchungen. Zum Gebrauch in Maschinenlaboratorien und für die Praxis. Von Anton Gramberg, Diplom-Ingenieur, Dozent an der Technischen Hochschule Danzig. Mit 181 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 6,—.

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle, insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Arbeiten in den Maschinenbaulaboratorien technischer Lehranstalten. Von Julius Brand, Ingenieur, Oberlehrer der Königl. vereinigten Maschinenbauschulen zu Elberfeld. Mit 168 Textfiguren, 2 Tafeln und mehreren Tabellen. In Leinwand geb. Preis M. 6,—.

Indizieren und Auswerten von Kurbelweg- und Zeitdiagrammen. Von A. Wagner, Professor an der Königl. Technischen Hochschule zu Danzig. Mit 45 Textfiguren. Preis M. 3,—.

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren. Handbuch für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Ölkraftmaschinen. Von Hugo Güldner, Oberingenieur, Direktor der Güldner-Motoren-Gesellschaft in München. Zweite, bedeutend erweiterte Auflage. Mit 800 Textfiguren und 30 Konstruktionstafeln. In Leinwand geb. Preis M. 24,—.

Die Regelung der Kraftmaschinen. Berechnung und Konstruktion der Schwungräder, des Massenausgleichs und der Kraftmaschinenregler in elementarer Behandlung. Von Max Tolle, Professor und Maschinenbauschuldirektor. Mit 372 Textfiguren und 9 Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 14,—.

Fliehkraft und Beharrungsregler. Versuch einer einfachen Darstellung der Regulierungsfrage im Tolleschen Diagramm. Von Dr.-Ing. Fritz Thümmler. Mit 21 Textfiguren und 6 lithogr. Tafeln. Preis M. 4,—.

Die automatische Regulierung der Turbinen. Von Dr.-Ing. W. Bauersfeld. Mit 126 Textfiguren. Preis M. 6,—.

Zwangläufige Regelung der Verbrennung bei Verbrennungs-Maschinen. Von Dipl.-Ing. Karl Weidmann, Assistent an der technischen Hochschule zu Aachen. Mit 35 Textfiguren und 5 Tafeln. Preis M. 4,—.

Die Bedingungen für eine gute Regulierung. Eine Untersuchung der Regulierungsvorgänge bei Dampfmaschinen und Turbinen. Von J. Isaachsen, Ingenieur. Mit 34 Textfiguren. Preis M. 2,—.

Die Regulierung bei Dampfmaschinen. Von Dr.-Ing. B. Rülf. Mit 15 Textfiguren und 3 Tafeln. Preis M. 2,—.

Proells Rechentafel für Schraubenfedern. Herausgegeben von Dr.-Ing. R. Proell. Mit Gebrauchsanweisung. Preis M. 1,—.

Die Dampfturbinen, mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen und über die Gasturbine. Von Dr. A. Stodola, Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Dritte, bedeutend erweiterte Auflage. Mit 434 Textfiguren und 3 lithographierten Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 20,—.

Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Von Dr. R. Mollier, Professor an der Technischen Hochschule Dresden. Mit 2 Diagrammtafeln. Preis M. 2,—.

Thermodynamische Rechentafel (für Dampfturbinen) von Dr.-Ing. R. Proell. Mit Gebrauchsanweisung Preis M. 2,50.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und Konstrukteure. Von Heinrich Dubbel, Ingenieur. Mit 388 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 10,—.

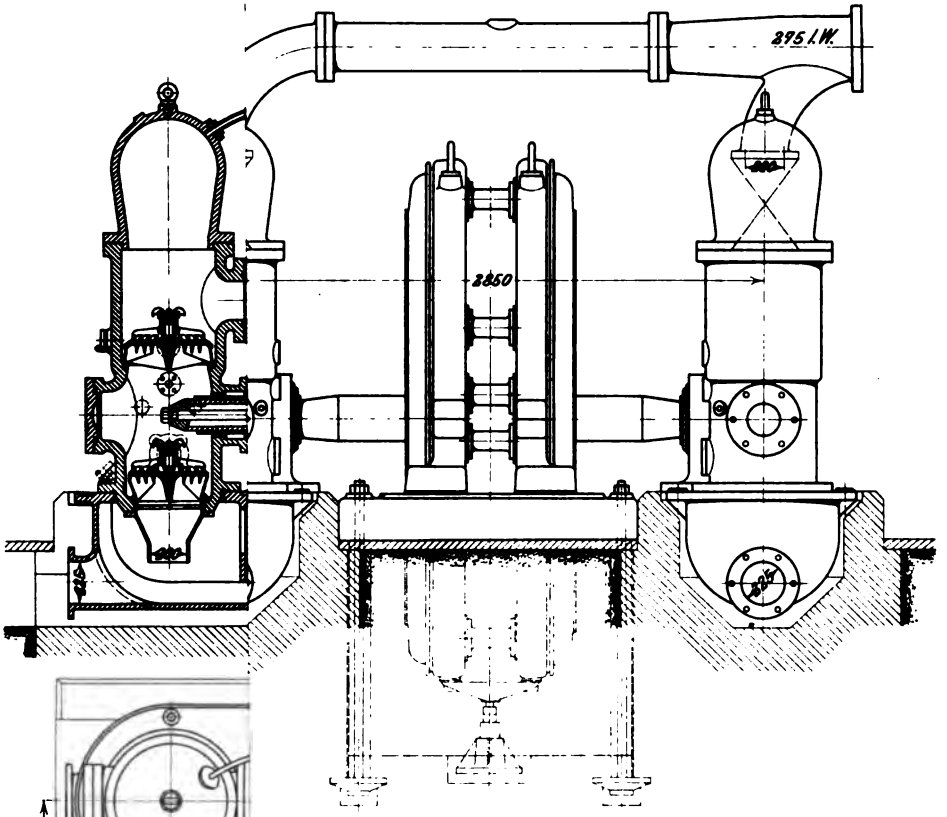
Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker. Herausgegeben von Josef Hrabák, k. u. k. Hofrat, emer. Professor der k. k. Bergakademie zu Pribram. Vierte Auflage. In drei Teilen. Mit Textfiguren. In 3 Leinwandbände gebunden Preis M. 20,—.

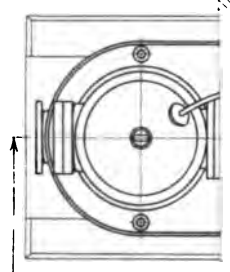
Theorie und Berechnung der Heißdampfmaschinen. Mit einem Anhange über die Zweizylinder-Kondensations-Maschinen mit hohem Dampfdruck. Von Josef Hrabák, k. k. Hofrat, emer. Professor der k. k. Bergakademie zu Pribram. In Leinwand geb. Preis M. 7,—.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Von Karl Leist, Professor an der Königl. Techn. Hochschule zu Berlin. Zweite, sehr vermehrte und umgearbeitete Auflage, zugleich als fünfte Auflage des gleichnamigen Werkes von Emil Blaha. Mit 553 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis 20,—.

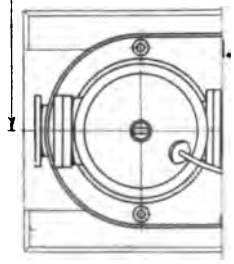
Kondensation. Ein Lehr- und Handbuch über Kondensation und alle damit zusammenhängenden Fragen, einschließlich der Wasserrückkühlung. Für Studierende des Maschinenbaues, Ingenieure, Leiter größerer Dampfbetriebe, Chemiker und Zuckertechniker. Von F. J. Weiß, Zivilingenieur in Basel. Mit 96 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 10,—.

Die Dampfkessel. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende Technischer Hochschulen, Schüler Höherer Maschinenbauschulen und Techniken sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von F. Tetzner, Professor, Oberlehrer an den Königl. Verein. Maschinenbauschulen zu Dortmund. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 134 Textfiguren und 38 lithographierten Tafeln. In Leinwand geb. Preis M. 8,—.





2850



rdische Wasserhaltungsmaschine mit elektrischem Antrieb,

gebaut von der

Maschinen - und Armaturfabrik

vorm. Klein, Schanzlin, & Becker

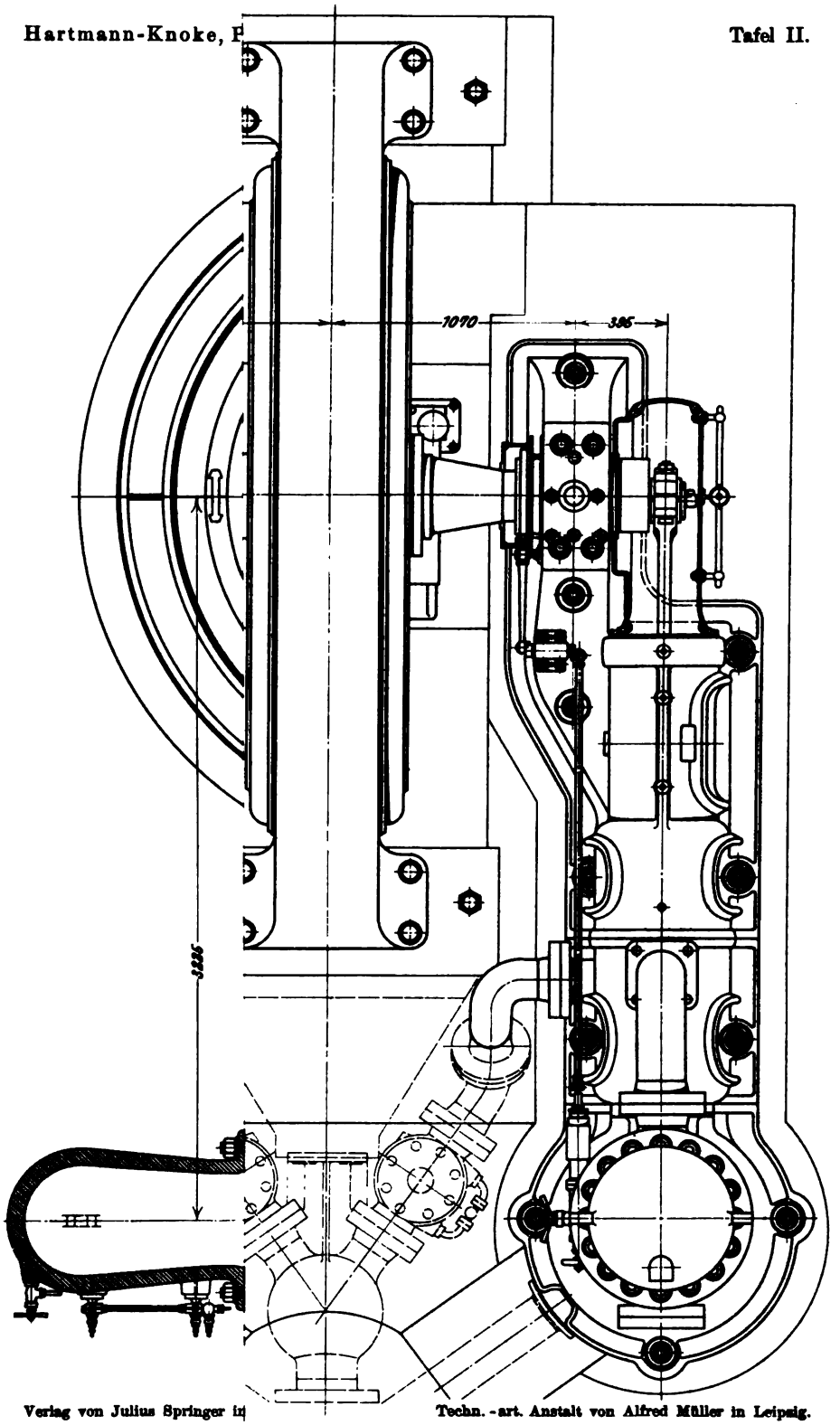
in Frankenthal (Pfalz).

. Wasserlieferung 240 cbm auf ca. 200 m Höhe.

Maßstab 1:40.

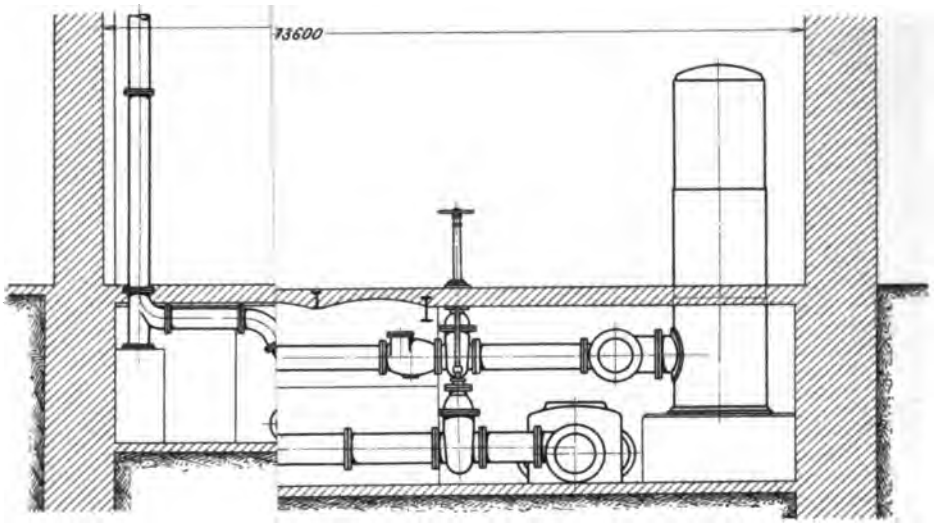
Verlag von Julius Springer.

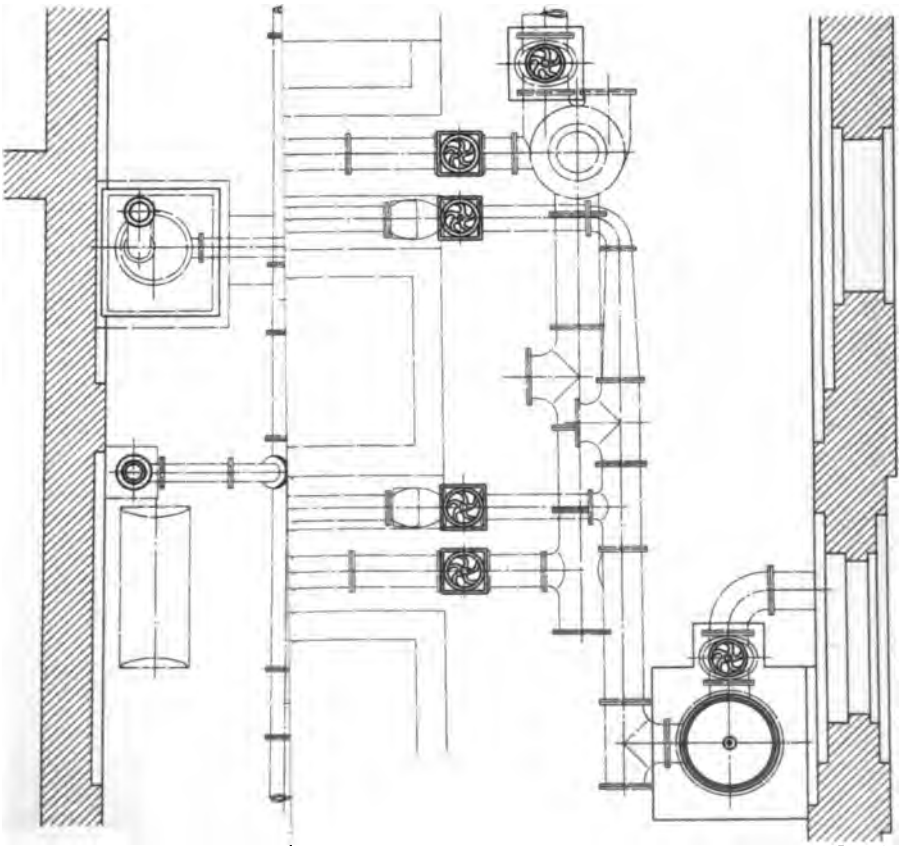
Techn.-art. Anstalt von Alfred Müller in Leipzig.



Verlag von Julius Springer in

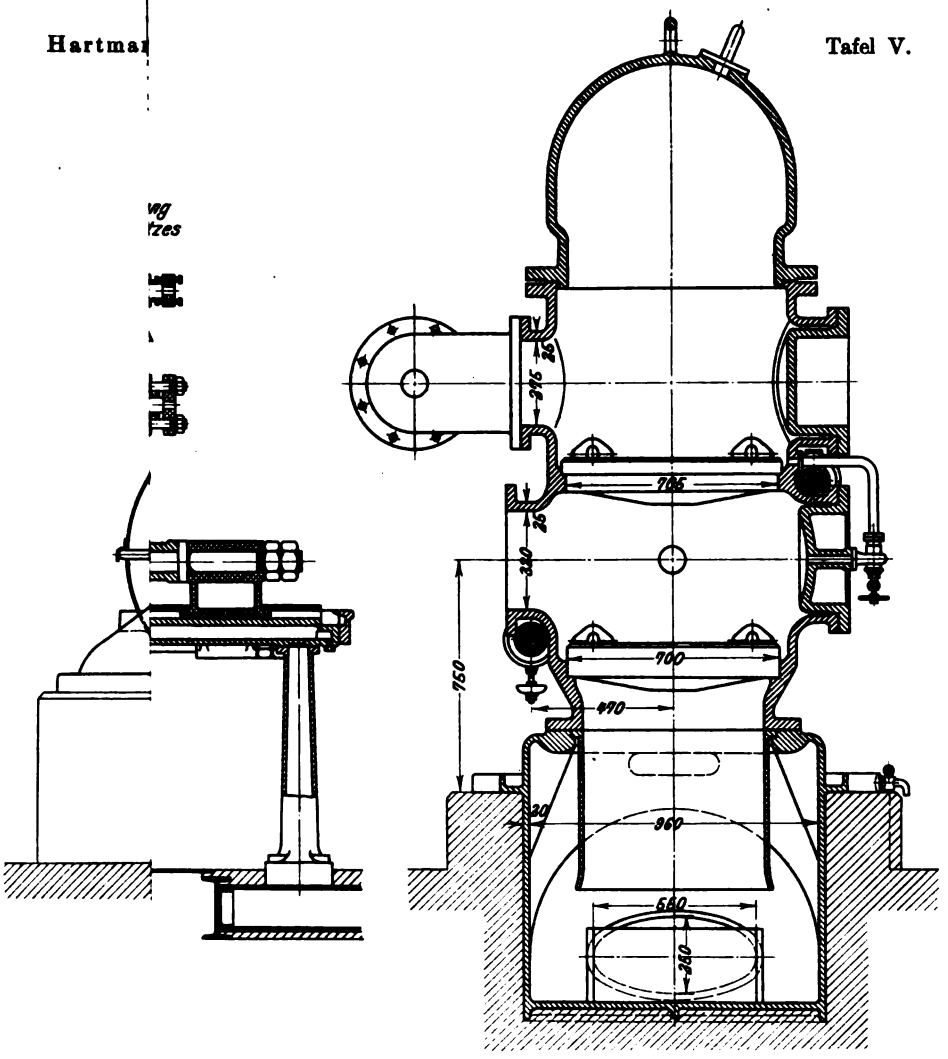
Techn.-art. Anstalt von Alfred Müller in Leipzig.

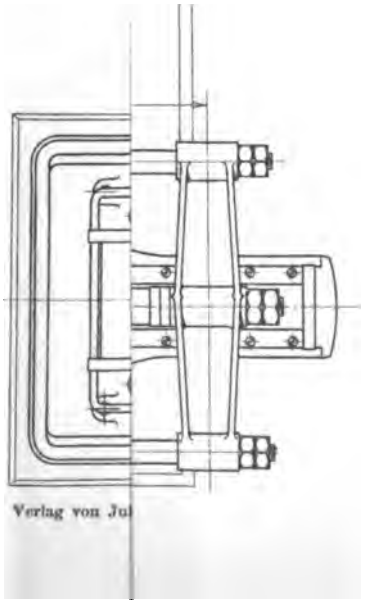




Verlag von Julius Springer in Ber

Techn.-art. Anstalt von Alfred Müller in Leipzig.



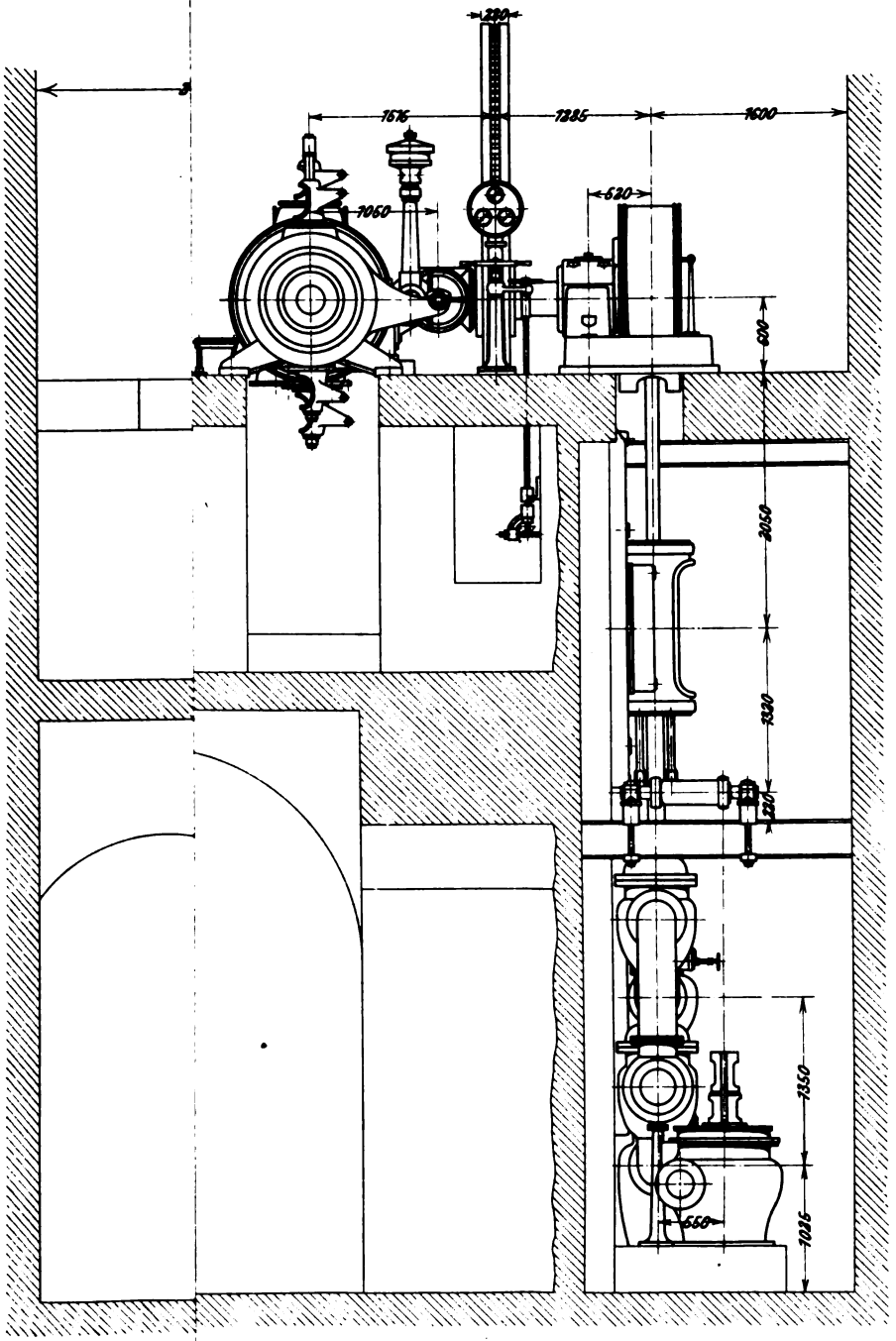


Pumpe
des Wasserwerks Posen,
gebaut von
Weise & Monski in Halle a. S.

Maßstab 1 : 25.

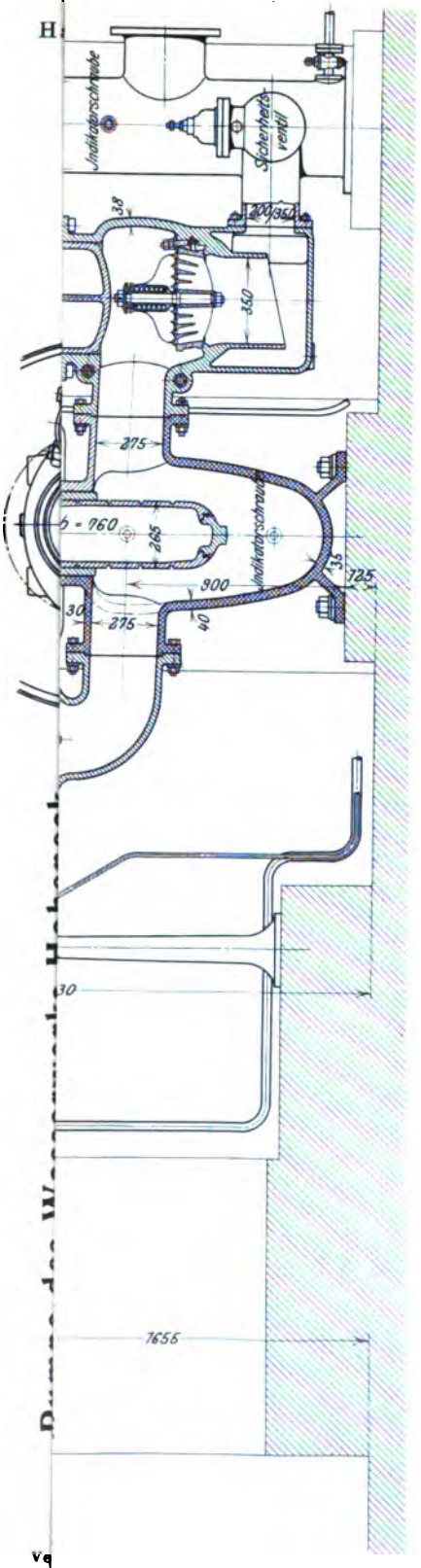
Verlag von Jul

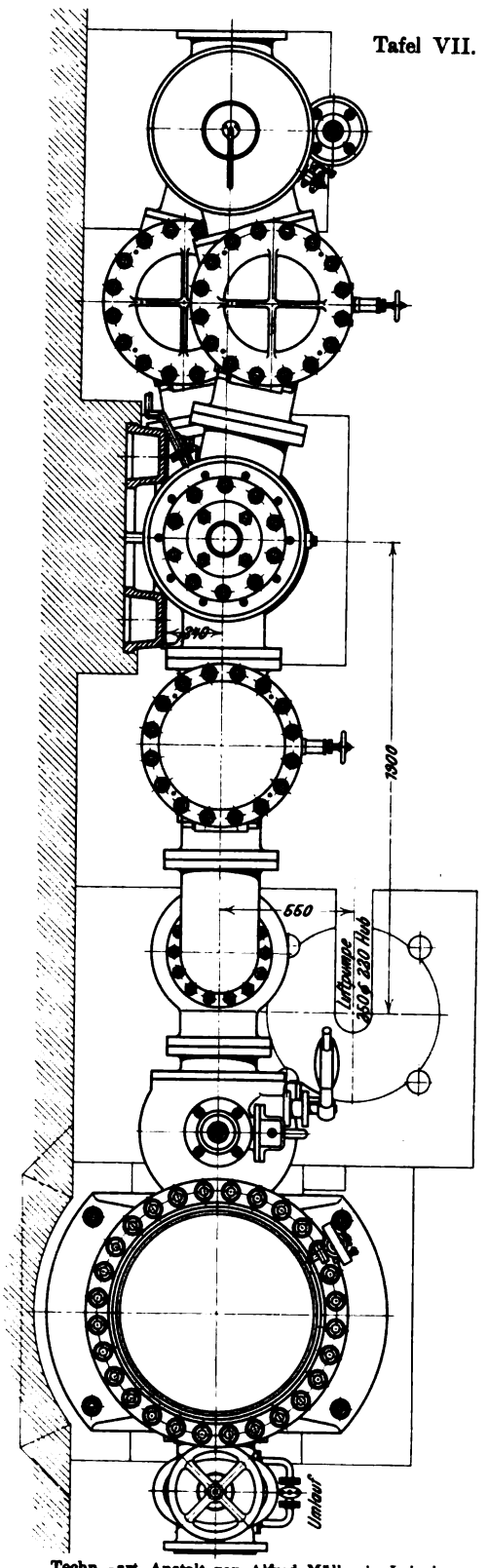
Techn.-art. Anstalt von Alfred Müller in Leipzig.



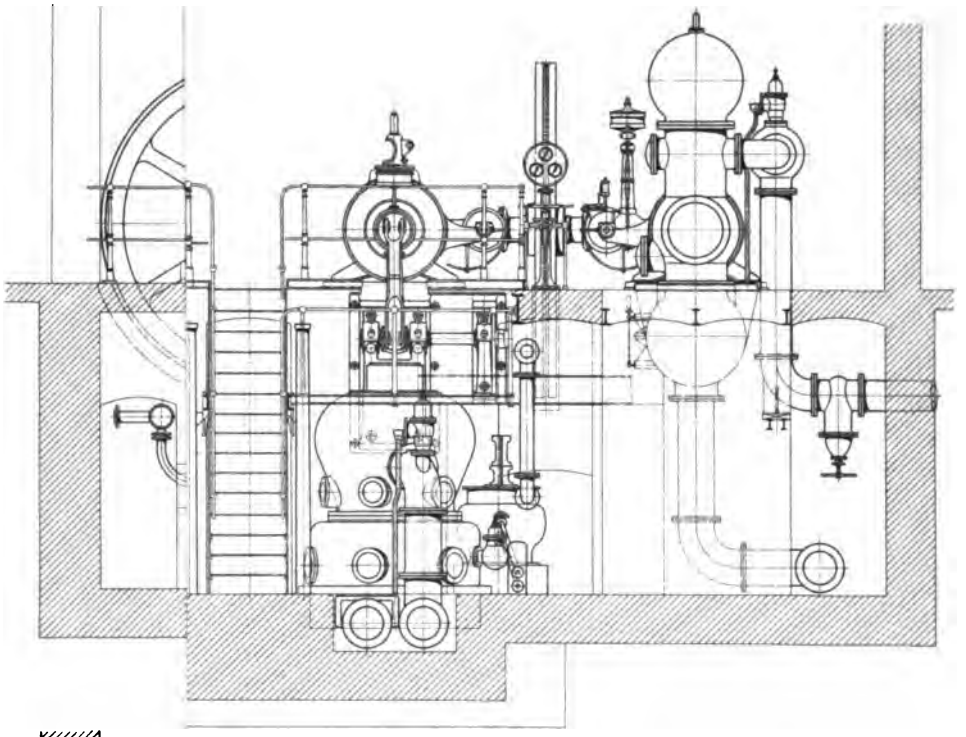
Verlag von Julius Spi

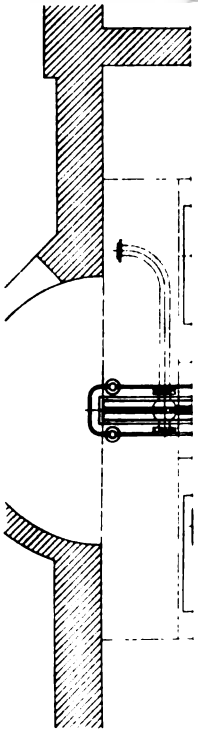
Techn.-art. Anstalt von Alfred Müller in Leipzig.





Techn. -art. Anstalt von Alfred Müller in Leipzig.





Pumpmaschine des Wasserwerks Frankfurt a. O.,

gebaut von

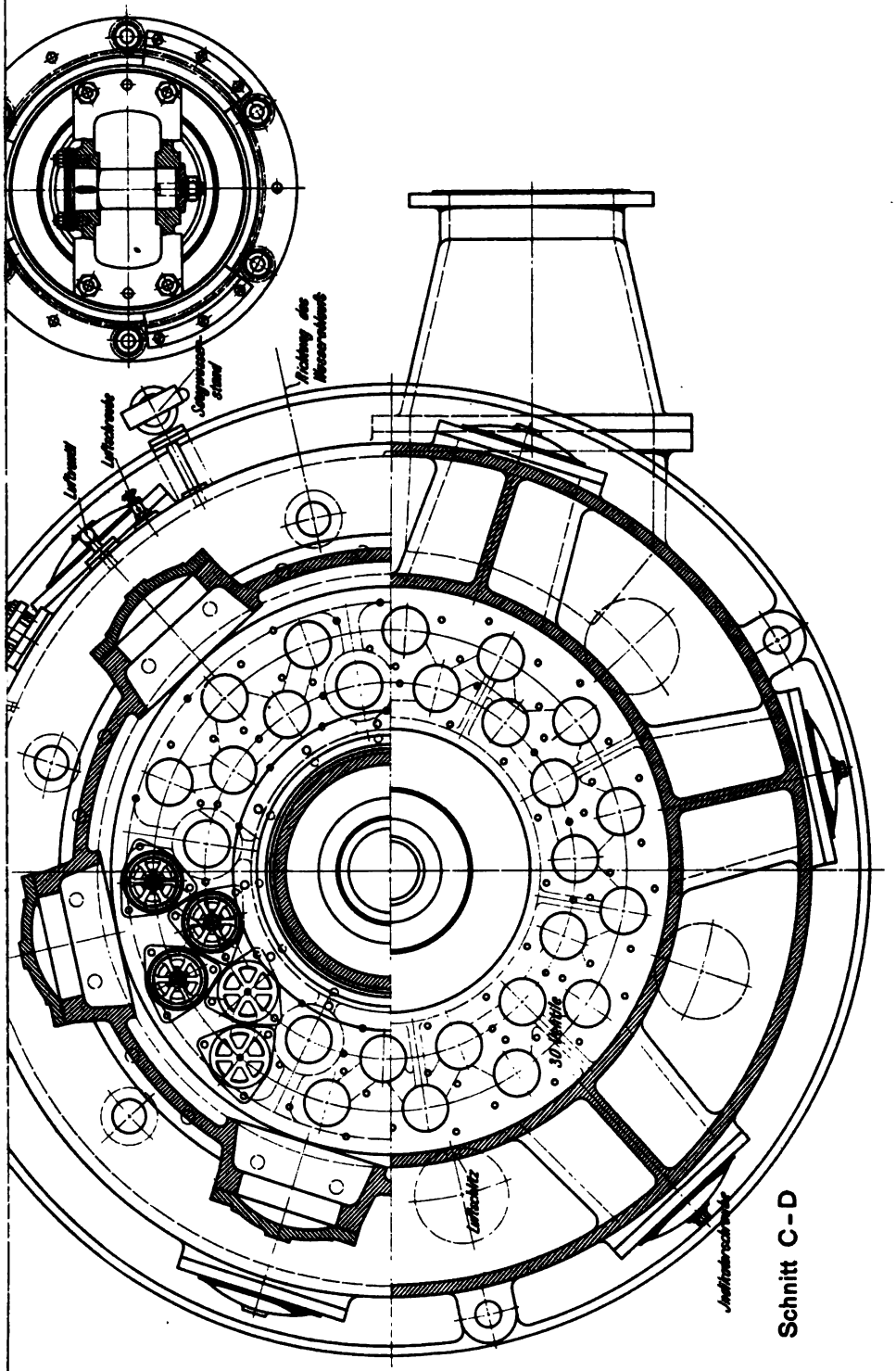
G. Kuhn in Stuttgart-Berg.

Stündl. Wasserlieferung ca. 250 cbm auf ca. 80 m Höhe.

Maßstab 1:80.

Verlag von Julius

Techn.-art. Anstalt von Alfred Müller in Leipzig.

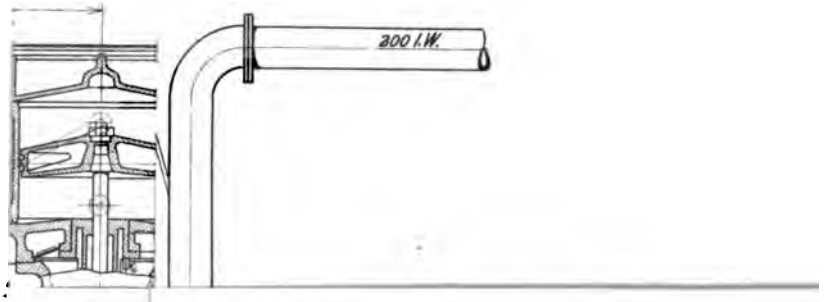


Techn.-art. Anstalt von Alfred Müller in Leipzig.

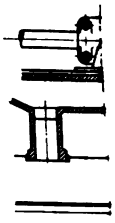
Hartm

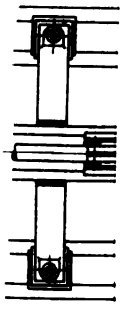
Verlag v

Wasserv
Gebr. Mee
ieferung ca.

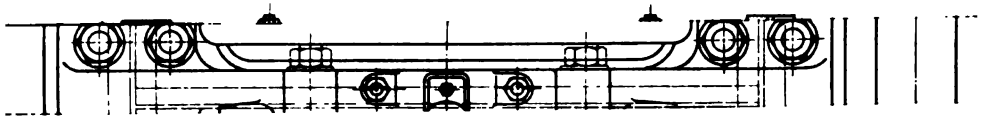


Hartm





Verlag von



89090525478
b89090525478a